



TUGAS AKHIR - TM141585

**PENGARUH *COMPRESSION RATIO* TERHADAP
UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA
MESIN SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL*
(PREMIUM - *COMPRESSED NATURAL GAS*)**

LAMBOK RAYMOND
NRP. 2113 105 041

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM141585

**THE EFFECT OF COMPRESSION RATIO IN TERM OF
PERFORMANCE AND EXHAUST GAS EMISSIONS ON SINJAI
ENGINE 650 CC USING BI-FUEL (PREMIUM-COMPRESSED
NATURAL GAS)**

**LAMBOK RAYMOND
NRP. 2113 105 041**

**Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Technology
Institute of Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**

**PENGARUH COMPRESSION RATIO TERHADAP UNJUK
KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA MESIN SINJAI
650 CC BERBAHAN BAKAR BI-FUEL (PREMIUM-
COMPRESSED NATURAL GAS)**

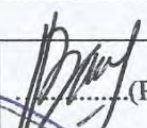


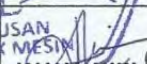
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik pada Bidang Studi Konversi Energi Program
Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

LAMBOK RAYMOND

NRP. 2113 105 041

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.</u> (NIP. 197301161997021001)	 (Pembimbing)
2. <u>Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng. Sc</u> (NIP. 196604021989031002)	 (Penguji I)
3. <u>Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D</u> (NIP. 1981052920031220013)	 (Penguji II)
4. <u>Aida Annisa Amin Daman, ST., MT</u> (NIP. 2100201405002)	 (Penguji III)

**SURABAYA
AGUSTUS 2015**

**PENGARUH *COMPRESSION RATIO* TERHADAP
UNJUK DAN EMISI GAS BUANG PADA MESIN SINJAI
650 CC BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL* (PREMIUM-
COMPRESSED NATURAL GAS)**

Nama Mahasiswa : Lambok Raymond
NRP : 2113105041
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRAK

Bahan bakar premium memiliki octane number sebesar 88, sedangkan untuk CNG sebesar 120 yang dapat menjadi pertimbangan agar tidak terjadi pre-ignition yang akan menyebabkan detonasi sehingga berlatar belakang dengan octane number pengoperasian Mesin Sinjai Bi-Fuel (Premium-CNG) dapat lebih tahan pada rasio kompresi tinggi. Berdasarkan analisa tersebut dapat digunakan sebagai acuan untuk penelitian dalam meningkatkan performa mesin Sinjai bi-fuel.

Penelitian ini dilakukan pada mesin Sinjai 2 silinder 650 cc single overhead camshaft dengan sistem pemasukan bahan bakar port injection berbahan bakar bi-fuel (Premium-CNG). Dengan memvariasikan rasio kompresi terhadap perubahan dimensi ruang bakar, tebal packing, dan deck clearance sehingga akan meningkatkan unjuk kerja pada mesin Sinjai tersebut. Telah diketahui bahwa rasio kompresi engine standar pada nilai 9,5 : 1 yang akan dirubah menjadi 10,5 : 1, 11,5 : 1, 12,5 : 1. Terlebih dahulu dapat dilakukan simulasi dengan menggunakan software LOTUS Engine Simulation dengan tujuan untuk mengetahui hasil unjuk kerja yang terbaik. Sehingga dapat digunakan sebagai acuan dalam pengujian eksperimental agar mengetahui nilai komparasi antara simulasi dengan eksperimen. Pada pengujian eksperimen dilakukan pada kondisi full open throttle dengan putaran mesin 5000 rpm hingga 2000 rpm dilakukan pengujian

menggunakan waterbrake dynamometer untuk mendapatkan hasil unjuk kerja mesin. Pengujian tersebut ditujukan untuk menghasilkan torsi, daya, tekanan efektif rata – rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris, m udara, emisi gas buang dan suhu operasional mesin.

Setelah dilakukan penelitan berupa eksperimen dan simulasi yang menggunakan Lotus Engine Simulation didapatkan hasil unjuk kerja dan kondisi operasional engine SINJAI 650 cc berbahan bakar bi-fuel standar dan variasi rasio kompresi bahwa dengan menaikkan nilai rasio kompresi dapat meningkatkan hasil unjuk kerja engine tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh engine. Dengan menggunakan simulasi dapat memberikan informasi presentasi kenaikan hasil unjuk kerja engine. Dari hasil simulasi didapatkan rasio kompresi terbaik pada 12,5 : 1 dengan peningkatan torsi 8,08% untuk premium dan 7,18% untuk CNG, daya 8,27% untuk premium dan 7,4% untuk CNG, bmep 8,079% untuk premium dan 7,19% untuk CNG, efisiensi thermal 8,46% untuk premium dan 7,85% untuk CNG, efisiensi volumetris 0,37% untuk premium dan 0,598% untuk CNG dan bsfc menurun 7,853% untuk premium dan 7,32% untuk CNG. Dari hasil eksperimen dilakukan pada rasio kompresi 10,5 : 1 didapatkan peningkatan torsi 4,27% untuk premium dan 5,858% untuk CNG, daya 4,53% untuk premium dan 6,33% untuk CNG, bmep 4,27% untuk premium dan 5,85% untuk CNG, efisiensi thermal 2,68% untuk premium dan 3,48% untuk CNG, efisiensi volumetris 2,45% untuk premium dan 2,579% untuk CNG dan bsfc menurun 10,045% untuk premium dan 7,67% untuk CNG. Jika dibandingkan nilai simulasi dengan eksperimen didapatkan peningkatan torsi 20,36% untuk premium dan 28,78% untuk CNG, daya 21,97% untuk premium dan 33,61% untuk CNG, efisiensi thermal 4,62% untuk premium dan 5,84% untuk CNG, bsfc menurun 21,88% untuk premium dan 17,43% untuk CNG.

Kata kunci : Compressed Natural Gas, rasio kompresi, Mesin sinjai, simulasi, eksperimen, SOHC, port injection

THE EFFECT OF COMPRESSION RATIO IN TERM OF PERFORMANCE AND EXHAUST GAS EMISSIONS ON SINJAI ENGINE 650 CC USING BI-FUEL (PREMIUM-COMPRESSED NATURAL GAS)

Name :Lambok Raymond
NRP :2113105041
Department :Mechanical Engineering
Advisor :Dr. Bambang Sudarmanta, S.T.,
M.T.

ABSTRACT

Premium fuel has an octane number of 87, while for a 120 CNG can be a consideration so it will not occur due to the pre-ignition which will cause detonation, so based on an octane number of operating Sinjai Bi-Fuel Machine (Premium-CNG) can be more resistant at high compression ratios. Based on such analysis can be used as a reference for research in improving engine performance of Sinjai bi-fuel.

This research was performed on the Sinjai Machine with 2 cylinder 650 Sinjai cc single overhead camshaft by fuel intake system of injection ports which is fueled bi-fuel (Premium-CNG). By varying the compression ratio to change the dimensions of the combustion chamber, thick packing, and deck clearance so that will improve the performance for Sinjai Machine. It is known that the compression ratio for standard engine on 9.5:1 will be changed to 10.5:1, 11.5:1, 12.5:1. The simulation can be done by using the LOTUS Engine Simulation software with the purpose to find out the best performance. So it can be used as a reference for experimental testing in order to find out the value of comparisons between simulation by experiments. On testing experiments conducted on condition of full open throttle with engine round 5000 rpm to 2000 rpm test carried out using waterbrake dynamometer to obtain the performance of the machine. These

tests are aimed at generating torque , power, the average of effective pressure, specific fuel consumption, thermal efficiency, volumetric efficiency in air, exhaust emissions and engine operating temperature.

After the research with experimental and simulation using Lotus Engine Simulation was obtained by performance and operating conditions of the engine SINJAI 650 cc using bi-fuel at compression ratio standard and variation that increasing compression ratio value can increase performance too but it should analyze first to calculate good value of compression ratio for engine. From the simulation obtained the best compression ratio in 12,5 : 1 with the increase value of torque 8,08% for gasoline and 7,18% for CNG, power 8,27% for gasoline and 7,4% for CNG, bmep 8,079% for gasoline and 7,19% for CNG, thermal efficiency 8,46% for gasoline and 7,85% for CNG, volumetric efficiency 0,37% for gasoline and 0,598% for CNG and bsfc was decreased in 7,853% for gasoline and 7,32% for CNG. From the experiment results in compression ratio 10,5 : 1 obtained the increase value of torque 4,27% for gasoline and 5,858% for CNG, power 4,53% for gasoline and 6,33% for CNG, bmep 4,27% for gasoline and 5,85% for CNG, thermal efficiency 2,68% for gasoline and 3,48% for CNG, volumetric efficiency 2,45% for gasoline and 2,579% for CNG and bsfc was decreased in 10,045% for gasoline and 7,67% for CNG. If the simulation and the experiment was compared and it obtained the increase value of torque 20,36% for gasoline and 28,78% for CNG, power 21,97% for gasoline and 33,61% for CNG, thermal efficiency 4,62% for gasoline and 5,84% for CNG, and bsfc was decreased in 21,88% for gasoline and 17,43% for CNG.

Keywords : *Compressed Natural Gas, compression ratio, Engine Sinjai, simulation, eksperiment, SOHC, port injection*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa. Atas segala rahmat dan anugerah – Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “ **PENGARUH *COMPRESSION RATIO* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA MESIN SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL (PREMIUM-COMPRESSED NATURAL GAS)***” dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin ITS Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan.

Penulis menyadari bahwa dalam melaksanakan dan menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini bukan semata – mata atas kemampuan penulis sendiri melainkan dengan adanya bimbingan, arahan dan dorongan dari semua pihak. Untuk itu penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan sebesar – besarnya kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmat dan petunjuk – Nya.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar dalam memberikan bimbingan serta pengarahan hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Ayah yang senantiasa memberikan dukungan baik doa maupun materi selama masa kuliah.
4. Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di masa perkuliahan.
6. Alief Machmud dan Adwi Hantoro sebagai teman tim seperjuangan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

7. Seluruh keluarga laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar yang telah menyediakan tempat dan telah memberikan bantuan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasanya yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa.

Dalam penyusunan laporan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan dikarenakan keterbatasan waktu dan kemampuan penulis. Oleh karena itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca agar laporan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Semoga dengan penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa Mesin pada khususnya.

Surabaya, Agustus 2015

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Judul	i
Halaman Pengesahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	vi
Kata Pengantar	viii
Daftar Isi	x
Daftar Gambar	xv
Daftar Tabel	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Prinsip Kerja Motor Bensin Empat Langkah	6
2.2 Sistem Bahan Bakar <i>Bi-Fuel</i>	8
2.3 Bahan Bakar Bensin	8
2.4 Bahan Bakar Gas	9
2.5 Sistem Injeksi Bahan Bakar	12
2.6 <i>Converter Kit CNG</i>	14
2.7 <i>Air/Fuel Ratio</i> dan <i>Fuel/Air Ratio</i>	15
2.7.1 Rasio Udara-Bahan Bakar (<i>Air-Fuel Ratio/AFR</i>)	15
2.7.2 Rasio Bahan Bakar-Udara (<i>Fuel-Air Ratio/FAR</i>)	16
2.7.3 Rasio Ekuivalen (<i>Equivalence Ratio/ Φ</i>)	16
2.7 Rasio Kompresi	17
2.9 Parameter Unjuk Kerja Motor Bensin	20
2.9.1 Torsi	20
2.9.2 Daya (BHP)	20

2.9.3 Tekanan Efektif Rata-rata (<i>Brake Mean Effectif Pressure</i>).....	20
2.9.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	21
2.9.5 Efisiensi <i>Thermal</i> (η_{th})	22
2.9.6 Efisiensi <i>Volumetrik</i> (η_v)	22
2.10 Polusi Udara	23
2.10.1 Hidrokarbon (HC)	26
2.10.2 Karbon Monoksida (CO).....	36
2.11 Penelitian Terdahulu.....	26
BAB III METODE PENELITIAN	38
3.1 <i>Engine Test</i>	38
3.2 Variasi <i>Compression Ratio</i>	40
3.3 Pengujian dengan Metode Simulasi	50
3.3.1 <i>Software</i> yang Digunakan Untuk Analisis	50
3.3.2 Alur Penelitian dengan Simulasi	50
3.3.3 Pemodelan dengan <i>LOTUS Engine Simulation</i>	51
3.3.4 <i>Flowchart</i> Penelitian dengan Simulasi	55
3.4 Pengujian dengan Metode Eksperimental	56
3.4.1 Pengujian Unjuk Kerja Engine.....	56
3.4.2 Alat Uji	57
3.4.3 Bahan Bakar	57
3.4.4 Skema Pengujian	58
3.4.5 Prosedur Pengujian.....	59
3.4.6 Rancangan Pengujian	61
3.4.7 <i>Flowchart</i> Pengujian Eksperimental	62
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	63
4.1 Data Hasil Penelitian Mesin SINJAI 650cc dengan Metode Eksperimen	63
4.2 Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Eksperimen	64
4.3 Contoh Perhitungan Eksperimen	64
4.3.1 Perhitungan Torsi	65
4.3.2 Perhitungan Daya	66

4.3.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)	66
4.3.4 Contoh Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	68
4.3.5 Perhitungan Efisiensi Termal	70
4.3.6 Perhitungan <i>Air-Fuel Ratio</i>	71
4.3.7 Perhitungan λ	71
4.3.8 Perhitungan Efisiensi Volumetris	72
4.4 Data Hasil Pengukuran dengan Metode Simulasi	101
4.4.1 <i>Intake Throttle</i>	101
4.4.2 <i>Intake Plenum</i>	104
4.4.3 <i>Port Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	107
4.4.4 <i>Valve Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	107
4.4.5 <i>Cylinder Head</i>	107
4.4.6 <i>Silencer</i>	107
4.4.7 <i>Fuel</i>	107
4.5 Pembahasan Hasil Simulasi <i>Lotus Engine Simulation</i>	110
4.5.1 Data Kondisi Pengujian	110
4.5.1 Konvergensi Simulasi	110
4.6 Analisa Unjuk Kerja	74
4.6.1 Grafik Simulasi <i>Port Injection</i> SOHC Bahan Bakar <i>Gasoline</i> Dengan Variasi Rasio Kompresi	74
4.6.1.1 Grafik Torsi vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.1.2 Grafik Daya vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.1.3 Grafik Bmep vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.1.4 Grafik Bsfc vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.1.5 Grafik Efisiensi Thermal vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79

4.6.1.6 Grafik Effisiensi Volumetris vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi.....	79
4.6.2 Grafik Simulasi <i>Port Injection</i> SOHC Bahan Bakar CNG Dengan Variasi Rasio Kompresi	74
4.6.2.1 Grafik Torsi vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.2.2 Grafik Daya vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.2.3 Grafik Bmep vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.2.4 Grafik Bsfc vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.2.5 Grafik Effisiensi Thermal vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi	79
4.6.2.6 Grafik Effisiensi Volumetris vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Simulasi.....	79
4.6.3 Grafik Validasi Antara Eksperimen Dengan Simulasi pada <i>Port Injection</i> SOHC	74
4.6.3.1 Grafik Torsi vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi.....	79
4.6.3.2 Grafik Daya vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi.....	79
4.6.3.3 Grafik Bmep vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi.....	79
4.6.3.4 Grafik Bsfc vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi.....	79

4.6.3.5 Grafik Effisiensi Thermal vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi	79
4.6.3.6 Grafik Effisiensi Volumetris vs Rpm <i>Port Injection</i> SOHC Eksperimen dan Simulasi	79
4.6.4 Grafik Tekanan In Cylinder vs Crank Angle Degree	74
4.6.5 Grafik Temperatur In Cylinder vs Crank Angle Degree	74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	115
5.1 Kesimpulan	115
5.2 Saran.....	117
DAFTAR PUSTAKA.....	119
LAMPIRAN.....	121

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komposisi Kimia CNG	11
Tabel 2.2 <i>Properties</i> CNG.....	12
Tabel 2.3 Komparatif <i>Properties</i> Premium dan CNG	12
Tabel 2.4 Efisiensi Siklus Otto Untuk Berbagai Rasio Kompresi, r.....	20
Tabel 2.5 Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Emisi Gas Buang	26
Tabel 3.1 Parameter Input dan Output Eksperimen	62
Tabel 4.1 Input Data Pada Pengujian	77
Tabel 4.2 Input Data <i>Properties</i> Bahan Bakar	77
Tabel 4.3 Input Data Dimensi Komponen <i>Inlet</i>	78
Tabel 4.4 Input Data Dimensi <i>Engine</i> SINJAI.....	79
Tabel 4.5 Input Data Dimensi Komponen <i>Outlet</i>	80
Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Unjuk Kerja <i>Engine</i> Standar	84
Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Kondisi Operasional <i>Engine</i> Standar.....	85

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dunia otomotif sudah menjadi peranan penting dalam mengembangkan suatu negara. Hingga saat ini hampir di semua negara menggunakan alat transportasi sebagai salah satu sarana tercepat dalam menempuh perjalanan dari suatu tempat ke tempat yang lainnya. Tetapi masih banyak pula alat transportasi tersebut yang dapat mengganggu kenyamanan masyarakat dengan adanya polusi yang disebabkan oleh pembuangan kendaraan tersebut. Padahal hal tersebut dapat sangat berpengaruh dan dapat membahayakan tubuh orang sekitar yang menghirup polusi tersebut. Oleh karena itu dibutuhkan bahan bakar yang dapat mengurangi emisi gas buang (CO , CO_2 , HC) yang dihasilkan oleh kendaraan. Tetapi dengan kemajuan zaman dan peningkatan jumlah kendaraan, semakin berkurang juga ketersediaan bahan bakar minyak bumi. Sehingga perlu adanya bahan bakar alternatif untuk dapat menggantikan bahan bakar minyak bumi tersebut. Diantaranya penelitian pada alcohol (methanol, etanol, butanol), bahan bakar gas (*Compressed Natural Gas* (CNG), *Liquified Petroleum Gas* (LPG), biogas, dan *hydrogen*). Dari beberapa jenis bahan bakar alternatif tersebut, CNG merupakan salah satu pilihan alternatif yang sangat potensial untuk menggantikan bahan bakar cair di masa yang akan mendatang.

Beberapa keuntungan dari pemanfaatan CNG sebagai bahan bakar alternatif adalah tidak beracun sehingga tidak mengakibatkan kontaminasi dengan air tanah, tidak berbau, dapat menghasilkan pembakaran sempurna selain itu juga CNG relatif lebih murah dibandingkan bahan bakar cair. Komposisi kimia CNG terdiri atas unsur *methana* (CH_4) sebesar 99.14%, *ethana* (C_2H_6) sebesar 0.3147%, *propana* (C_3H_8) sebesar 0.1081%, *iso-butana* (*i*- C_4H_{10}) sebesar 0.0301%, *n-butana* (*n*- C_4H_{10}) sebesar

0.0178%, *iso-pentana* ($i\text{-C}_5\text{H}_{12}$) sebesar 0.0058%, *n-pentana* ($n\text{-C}_5\text{H}_{12}$) sebesar 0.0019%, *carbon dioxida* (CO_2) sebesar 0.0815%, *nitrogen* (N_2) sebesar 0.2902%, *hexane plus* (C_{6+}) sebesar 0.0016% dan *hydrogen sulphur* (H_2S) sebesar 0% (PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya). CNG juga memiliki *properties* seperti *octane number* sebesar 120, Berdasarkan pada kandungan kimia dan nilai *properties* tersebut, CNG memiliki keunggulan yang ditinjau dari proses pembakarannya di dalam ruang bakar berdasarkan penelitian Putrasari [1] dimana CNG memiliki perbandingan atom *carbon* terhadap atom *hydrogen* (C/H) yang tinggi sehingga proses pembakaran akan lebih sempurna. Dikarenakan CNG sudah berada pada *fase* gas, maka dengan mudah bercampur dengan udara dalam ruang bakar sehingga *oksigen* dapat dengan mudah bergabung dengan *carbon* dan memberikan reaksi pembentukan *carbon dioxida* (CO_2) bukan *carbon monoxyda* (CO). Untuk dapat meningkatkan unjuk kerja mesin dapat dengan meningkatkan rasio kompresi pada *engine* tersebut. Hal yang dipertimbangkan dalam merubah rasio kompresi adalah dengan terjadinya detonasi karena tidak sesuainya nilai rasio kompresi dengan *octane number* suatu bahan bakar. Dengan *octane number* yang tinggi pada CNG dapat dipertimbangkan untuk dilakukan modifikasi *engine* agar dapat meningkatkan unjuk kerja mesin dengan merubah rasio kompresi tersebut. Dalam CNG juga memiliki kekurangan dalam penggunaannya dibandingkan dengan bahan bakar premium adalah penurunan daya yang dihasilkan pada kendaraan, hal ini disebabkan karena faktor kecepatan pembakaran yang lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar premium sehingga penyalaan bahan bakar CNG harus lebih awal untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna. Oleh karena itu, bahan bakar premium dapat digunakan sebagai *starting engine* agar temperatur ruang bakar dapat memadai untuk melakukan pembakaran menggunakan CNG. Menurut Sitorus [2], suatu *engine* dapat menggunakan CNG, kendaraan bahan bakar bensin memerlukan seperangkat peralatan tambahan yang disebut converter kit

(*conversion kit*) yang terdiri dari tabung CNG, katup manual, pipa tekanan tinggi, manometer, saklar pilih, katup otomatis, penurun tekanan (*pressure regulator*), katup pengisian BBG (*filling valve*), pencampur gas dan udara (*mixer*) serta katup otomatis untuk bensin.

Menurut penelitian dari Yousufuddin [5], dengan membandingkan variasi rasio kompresi dan jenis bahan bakar terhadap efisiensi volumetris dan termal, dan emisi gas buang pada mesin bensin. Jianbio [6] memperkecil kedalaman ruang bakar agar dapat meningkatkan rasio kompresinya. Dan terdapat juga penelitian yang dilakukan Cheolwoong [7] dengan merubah kedalaman piston sehingga dapat menaikkan rasio kompresinya. Dengan adanya penelitian – penelitian terdahulu tentang perubahan rasio kompresi yang digunakan sebagai acuan agar dapat dilakukannya perancangan rasio kompresi yang tepat pada *engine* SINJAI berbahan bakar *bi-fuel* yang telah mendapatkan hasil unjuk kerja mesin standar, supaya memiliki harapan untuk pengembangan unjuk kerja pada mesin Sinjai tersebut. Maka dengan penelitian dapat dirubah dengan varian – varian perubahan dimensi ruang bakar (*combustion chamber*), perubahan tebal *packing*, pengurangan *deck clearance*, ataupun dengan merubah *dome piston* sehingga akan meningkatkan rasio kompresi dan juga akan terciptanya optimasi unjuk kerja mesin. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian dengan simulasi yang berdasarkan perubahan rasio kompresi *engine* tersebut dengan menggunakan *software* LOTUS *engine simulation* yang bertujuan untuk mengetahui nilai rasio kompresi yang dapat menghasilkan unjuk kerja *engine* terbaik, dan kemudian dengan perhitungan yang tepat dapat dilakukan variasi rasio kompresi dengan keadaan riil pada *engine* SINJAI. Sehingga dapat dilakukan komparasi hasil unjuk kerja antara simulasi dengan eksperimental.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan permasalahan yang dapat ditetapkan berdasarkan latar belakang tersebut adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana memodifikasi rasio kompresi dengan merubah dimensi tebal *packing*, *combustion chamber*, dan *deck clearance*?
2. Bagaimana pengaruh perubahan rasio kompresi terhadap unjuk kerja, emisi gas buang, serta perubahan kondisi operasional pada mesin SINJAI berbahan bakar *bi-fuel*?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. Percobaan menggunakan *engine* dua silinder empat langkah berbahan bakar premium yang telah dimodifikasi pada bagian *intake manifold* untuk mensuplai CNG.
2. Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan.
3. Tidak membahas mengenai pembuatan CNG serta reaksi kimia yang terjadi.
4. Bahan bakar CNG yang digunakan produksi SPBG Rungkut Surabaya.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini berdasarkan rumusan masalah yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui cara memodifikasi rasio kompresi dengan merubah dimensi tebal *packing*, *combustion chamber*, dan *deck clearance*.
2. Mendapatkan unjuk kerja mesin, emisi gas buang serta perubahan kondisi operasional pada mesin SINJAI berbahan bakar *bi-fuel* dengan perubahan rasio kompresi.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan analisa yang tepat terhadap unjuk kerja pada penggunaan bahan bakar yang berbeda pada *engine* premium.
2. Sebagai bahan referensi bagi penelitian sejenisnya dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang optimasi kinerja *engine* dengan menggunakan bahan bakar CNG.
3. Mengembangkan pengetahuan dan pemikiran untuk penelitian lanjutan dalam bidang teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk menunjang kemajuan kehidupan masyarakat.
4. Penelitian ini dapat dikembangkan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan *bi-fuel* sebagai bahan bakar pada motor pembakaran dalam.

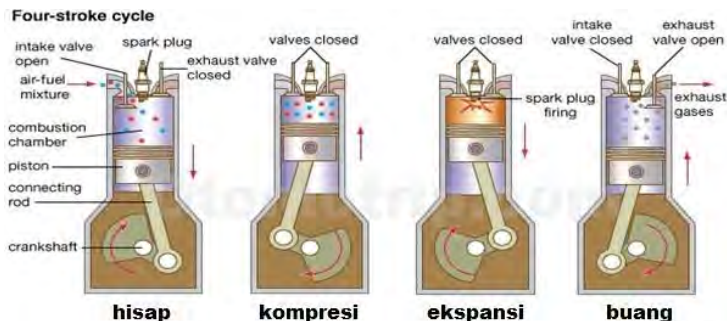
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Prinsip Kerja Motor Bensin Empat Langkah

Pada motor bensin torak *Spark Ignition Engine* (S.I.E) 4 – langkah adalah termasuk dalam jenis motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*) yang bahan bakar bensin sebagai bahan bakar. Pada motor bensin, bahan bakar bensin dibakar untuk memperoleh tenaga, kemudian tenaga ini diubah menjadi tenaga gerak oleh suatu mekanisme tertentu yang dapat menggerakkan kendaraan. Pada motor bensin empat langkah, torak bergerak bolak balik di dalam silinder. Titik terjauh (atas) yang dapat dicapai oleh piston (torak) tersebut dinamakan Titik Mati Atas (TMA), sedangkan titik terdekat disebut (bawah) Titik Mati Bawah (TMB). Motor bensin 4 – langkah satu siklus operasi diselesaikan dalam empat langkah dari piston atau dua putaran dari *crankshaft*, setiap langkah berisi 180^0 engkol sehingga seluruh cycle menjadi 720^0 engkol. Secara urutan operasi dari siklus 4 – langkah S.I.E sebagai berikut :



Gambar 2.1 Cara Kerja Motor Bensin 4 Langkah

(<http://otomotrip.com/langkah-kerja-piston-pada-mesin-4-tak.html>)

Penjelasan siklus kerja motor bensin pada Gambar 2.1 diatas adalah sebagai berikut :

1. Langkah hisap (*intake*), dimulai pada saat piston berada pada Titik Mati Atas (TMA) dan akan bergerak menuju Titik Mati Bawah (TMB). Katup hisap (*inlet*) terbuka dan katup buang (*exhaust*) tertutup. Penghisapan yang ditimbulkan oleh gerakan piston menuju TMB, lalu campuran udara dan bahan bakar akan masuk kedalam silinder melalui sistem karburator, pada akhir langkah hisap ini *inlet valve* menutup.
2. Langkah kompresi (*compression*), campuran udara dan bahan bakar yang berada di dalam ruang silinder akan tertekan hingga ruang *clearance* saat piston bergerak dari TMB menuju TMA dimana katup hisap dan katup buang dalam kondisi tertutup. Menjelang akhir dari langkah kompresi campuran udara dan bahan bakar tersebut akan dinyalakan dengan bantuan loncatan bunga api listrik yang ditimbulkan oleh kedua ujung busi yang diletakkan pada dinding ruang bakar. Pembakaran terjadi ketika *piston* hampir sampai pada TMA. Selama proses pembakaran energi kimia dari bahan bakar dirubah menjadi energi sensible menghasilkan kenaikan temperatur sekitar 2000 °C dan juga akan mengalami kenaikan tekanan.
3. Langkah usaha (*combustion*), terjadi akibat tekanan gas yang terbakar tinggi maka akan menekan *piston* kearah TMB dimana katup hisap dan katup buang masih dalam kondisi tertutup. Jadi tenaga didapatkan pada langkah usaha yang akan diubah menjadi tenaga gerak seiring dengan menurunnya tekanan dan temperatur.
4. Langkah buang (*exhaust*), *piston* bergerak dari TMB menuju TMA. Pada saat ini katup buang akan membuka sedangkan katup hisap dalam keadaan tertutup. Dikarenakan *piston* bergerak ke TMA, maka gas hasil pembakaran di dalam silinder akan terdorong keluar melalui katup buang yang akan dilanjutkan ke *exhaust*

manifold kemudian ke *muffler* lalu dibuang ke udara bebas. Pada saat akhir langkah buang dan awal langkah hisap kedua katup akan membuka (*valve overlapping*) yang berfungsi sebagai langkah pembilasan.

2.2 Sistem Bahan Bakar *Bi-Fuel*

Banyak penelitian dilakukan dengan menggunakan *Compressed Natural Gas* (CNG) sebagai bahan bakar alternatif dalam mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*). Tipe *bi-fuel* adalah jenis pengembangan pada mesin bensin konvensional, dimana sistem pemakaian bahan bakar dimodifikasi untuk beroperasi secara bergantian. Artinya, apabila bila bahan bakar CNG habis maka dapat dialihkan ke bahan bakar bensin.

2.3 Bahan Bakar Bensin

Bensin merupakan salah satu jenis bahan bakar yang diperoleh dari proses penyulingan minyak bumi yang tersusun dari *parafin*, *olefin*, *naphthane* dan aromatik. Sebagian besar bensin tersusun dari hidrokarbon *alifatik* yang diperkaya dengan *iso-oktana* atau *benzena* untuk menaikkan nilai oktan.

Karakteristik bahan bakar bensin (premium) antara lain sebagai berikut :

1. Bilangan Oktan

Bilangan oktan didefinisikan sebagai persentase volume iso-oktan dalam bahan bakar standar atau rujukan yang menghasilkan intensitas ketukan yang sama dengan bahan bakar uji. Bahan bakar rujukan merupakan campuran n-heptana dan iso-oktan. Senyawa n-heptana merupakan senyawa yang diberi bilangan oktan nol, sedangkan iso-oktan diberi bilangan oktan seratus.

2. Nilai Kalor

Nilai kalor merupakan jumlah kalor / panas yang dihasilkan oleh bahan bakar pada setiap satuan berat atau *volume* yang terbakar secara sempurna. Dari bahan bakar yang dibakar,

nilai kalor yang terkandung akan diubah menjadi energi mekanik melalui kerja komponen mesin.

3. Viskositas

Viskositas merupakan tahanan yang dimiliki fluida dan dialirkan pada pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, biasanya dinyatakan dalam satuan waktu yang dibutuhkan untuk mengalir pada jarak tertentu.

4. Titik Nyala

Titik nyala merupakan suhu terendah dari bahan bakar yang dapat menimbulkan penyalan sesaat jika pada permukaan minyak tersebut didekatkan pada nyala api.

5. Berat Jenis

Berat jenis adalah perbandingan relatif antara massa jenis bahan bakar terhadap massa jenis air murni pada *volume* dan temperatur yang sama.

6. Titik Tuang

Titik tuang merupakan ukuran daya atau kemampuan bahan bakar pada temperatur rendah, yang mengindikasikan bahwa kendaraan dapat menyala pada temperatur rendah karena bahan bakar tersebut masih dapat mengalir.

2.4 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari *methane* (CH_4) dan sisanya berupa *ethana*, *propane*, *butane*, *penthana*, dan *carbonmonoxide*. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stokiometrinya. *Compressed natural gas* memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan *volume* (*energy density*) yang lebih kecil dibandingkan solar, *methanol*, *gasoline*, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya.

Gas alam terkompresi (*compressed natural gas*) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, CNG dikenal dengan sebutan bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. CNG dibuat dengan melakukan kompresi *methane* (CH_4) yang diekstrak dari gas alam.

Konversi ke CNG difasilitasi dengan pemberian harga yang lebih murah bila dibandingkan dengan bahan bakar cair (bensin dan solar), peralatan konversi yang dibuat lokal dan infrastruktur distribusi CNG yang terus berkembang sehingga memudahkan dalam proses pemasangannya. Sejalan dengan semakin meningkatnya harga minyak dan kesadaran lingkungan, CNG saat ini mulai digunakan juga untuk kendaraan penumpang dan truk barang berdaya ringan hingga menengah. Sebenarnya di Indonesia, CNG sudah cukup lama dikembangkan untuk bahan bakar, dimana pencanangan untuk menggunakan CNG yang harganya lebih murah dan lebih ramah lingkungan daripada bahan bakar minyak sudah dilakukan sejak tahun 1987.

Compressed natural gas (CNG) merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan. Komposisi kimia dan dari CNG dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.1 Komposisi kimia CNG

Komposisi kimia	Mol (%)
Methana (CH_4)	99.1483
Ethana (C_2H_6)	0.3147
Propane (C_3H_8)	0.1081
<i>i</i> -Butane (<i>i</i> - C_4H_{10})	0.0301
<i>n</i> - Butane (<i>n</i> - C_4H_{10})	0.0178
<i>i</i> -Pentane (<i>i</i> - C_5H_{12})	0.0058
<i>n</i> -Pentane (<i>n</i> - C_5H_{12})	0.0019
Carbon diodxida (CO_2)Nitrogen (N_2)	0.0815
	0.2908

Hexanes Plus (C ₆₊)	0.0016
Hydrogen Sulphide (H ₂ S)	0
Oxygen	0
Carbon monoxide	0
Total	100

Sumber: PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya.

Selain mempunyai komposisi kimia, CNG juga mempunyai *properties* bahan bakar. Berikut ini adalah *properties* bahan bakar CNG dan perbandingan *properties* antara premium dan CNG.

Tabel 2.2 *Properties* CNG

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density (kg/m³)</i>	0,72
<i>Flammability limits (volume % in air)</i>	4,3-15
<i>Flammability limits (Ø)</i>	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air (°C)</i>	723
<i>Minimum ignition energy (mJ)</i>	0.28
<i>Flame velocity (ms⁻¹)</i>	0.38
<i>Adiabatic flame temperature (K)</i>	2214
<i>Quenching distance (mm)</i>	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058
<i>Stoichiometric volume fraction (%)</i>	9.48
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	45.8
<i>Heat of combustion (MJ/kgair)</i>	2.9

Sumber: Semin dan Bakar, A.R. (2008)

Tabel 2.3 Komparatif *Properties* Premium dan CNG

<i>Properties</i>	Premium	CNG
<i>Octane Number</i>	80-90	110-120
<i>Density (lb/gal @ 60° F)</i>	6,0-6,5	1,07
<i>Specific gravity, 60° F/60° F</i>	0.72–0.78	0.424
<i>Freezing point, °F</i>	-40	-296

<i>Higher Heating Value</i> , Btu/lb	18.800	24.000
<i>Lower Heating Value</i> , Btu/lb	18.000	21.300
<i>Flash Point</i> , °F	-45	-300
<i>Stoichiometric air/fuel</i> , <i>weight</i>	14,7	17,2
<i>Autoignition temperature</i> , °F	495	1.004

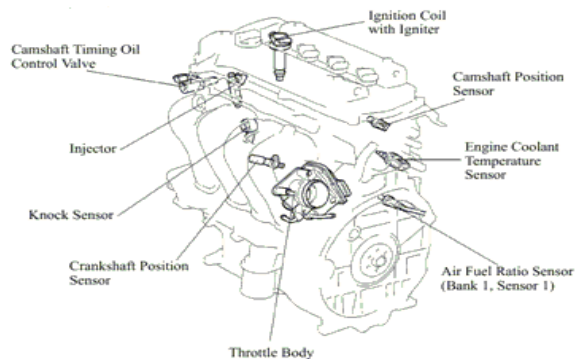
Sumber: www.afdc.energy.gov

2.5 Sistem Injeksi Bahan Bakar

Perkembangan sistem injeksi bahan bakar sebenarnya dimulai dari sistem injeksi mekanis kemudian berkembang menjadi sistem injeksi elektronis. Sistem injeksi mekanis disebut juga sistem injeksi kontinyu (K-Jetronic) karena injektor menyembrotkan secara terus menerus kesetiap saluran masuk (*intake manifold*). Sedangkan sistem injeksi elektronis atau *Electronic Fuel Injection* (EFI) adalah sistem injeksi bahan bakar yang *volume* dan waktu penyemprotannya dilakukan secara elektronik (terkontrol). Sistem EFI kadang disebut juga dengan *Electronic Gasoline Injection* (EGI), *Electronic Petrol Injection* (EPI), *Programmed Fuel Injection*, *port injection* (PGMFI) atau pada mesin multi silinder dikenal dengan istilah *sequential multiport injection* dimana proses injeksi bahan bakar ke ruang bakar dilakukan hanya pada saat langkah isap pada masing-masing silinder. *Sequential multiport injection* memiliki beberapa kelebihan yaitu jumlah bahan bakar yang masuk kedalam tiap-tiap silinder lebih tepat, *low fuel consumption*, distribusi campuran lebih homogen, reaksi pembakaran terjadi secara spontan terhadap perubahan beban, emisi lebih ramah lingkungan dan *high performance*. Oleh karena itu, pada saat ini sistem *sequential multiport injection* lebih banyak diaplikasikan pada sebagian besar pabrikan mesin bensin.

Secara umum, konstruksi sistem EFI dapat dibagi menjadi tiga bagian, yaitu:

1. Sistem bahan bakar (*fuel system*), berfungsi untuk menyimpan, membersihkan, menyalurkan, dan menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.
2. Sistem kontrol elektronik (*electronic control system*). Komponen sistem ini terdiri dari beberapa sensor seperti: *knock sensor*, *crankshaft position sensor*, *air fuel ratio sensor*, *Throttle Position Sensor (TPS)*, *Engine Coolant Temperature (ECT) sensor*, *camshaft sensor*, *oxygen sensor*, *accelerator pedal position sensor*, dan *mass air flow meter sensor*. Disamping itu, pada sistem ini terdapat *Electronic Control Unit (ECU)* yang berfungsi sebagai penerima dan menghitung seluruh informasi atau data yang diterima dari sensor yang dipasang dalam mesin. Selanjutnya ECU menggunakan informasi tersebut untuk menghitung dan menentukan *timing* dan lamanya injektor menyemprotkan bahan bakar ke ruang bakar dengan mengirimkan tegangan listrik ke solenoid injektor.
3. Sistem induksi atau sistem pemasukan udara, sistem ini berfungsi untuk menyalurkan sejumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran dalam ruang bakar.

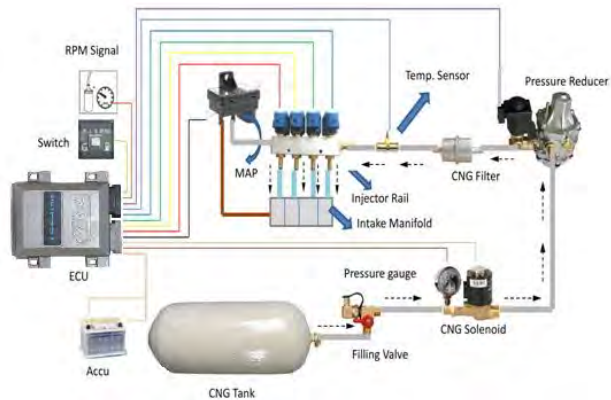


Gambar 2.2 Lokasi *sensor* Mesin Sinjai 650 cc (Service manual LJ276M/LJ276MT-2 Gasoline Engine. Shanghai Goka Sports Motor Co., Ltd)

Gambar 2.2 adalah mesin Sinjai atau LJ276M. Pada gambar di atas ini terlihat sensor-sensor dan posisinya yang digunakan pada mesin Sinjai atau LJ276M. sensor yang ada yaitu *Air-Fuel Ratio Sensor* dan *Engine Coolant Temperature Sensor*.

2.6 Converter Kit CNG

Converter kit merupakan perangkat tambahan yang digunakan untuk memasukan bahan bakar CNG (*Compressed Natural Gas*) ke ruang bakar. CNG merupakan salah satu gas alam dengan massa jenis yang sangat ringan sehingga untuk menyimpan dalam jumlah yang cukup banyak maka harus dimasukan kedalam tabung penyimpanan (*storage tank*) dengan tekanan sebesar 200 bar. *Converter kit* sistem injeksi terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan bakar CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik.



Gambar 2.3 Skema *Converter Kit* (<http://www.konverterkit-indonesia.com/>)

Gambar di atas merupakan skema *converter kit* yang umum digunakan dalam bahan bakar CNG. Adapun komponen-komponen *converter kit* tersebut berupa: *pressure reducer*, *gas injector*, MAP (*Manifold Absolute Pressure*), *lamda sensor*, *temperature sensor*, *CNG solenoid valve*, *filling valve*, *CNG*

pipe, ECU (*Electronic Control Unit*), kabel, CNG tank storage, dan fuel selector switch.

2.7 *Air/Fuel Ratio dan Fuel/Air Ratio*

Dalam suatu proses pembakaran beberapa hal yang perlu diperhatikan antara lain bahan bakar, oksigen (udara), kalor dan reaksi kimia. Selain itu, campuran bahan bakar dan udara memegang peranan yang penting juga dalam menentukan hasil proses pembakaran itu sendiri yang secara langsung mempengaruhi reaksi pembakaran yang terjadi serta hasil keluaran (produk) proses pembakaran.

Ada beberapa metode yang digunakan untuk menghitung rasio campuran bahan bakar dan udara antara lain AFR (*air-fuel ratio*), FAR (*fuel-air ratio*), dan *ratio equivalen* (Φ).

2. 7. 1 Rasio Udara-Bahan Bakar (*Air-Fuel Ratio/AFR*)

Metode ini paling sering digunakan untuk mendefinisikan campuran dan merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara simbolis, AFR dihitung sebagai :

$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{M}_a \times \dot{N}_a}{\dot{M}_f \times \dot{N}_f} \dots\dots\dots(2.1)$$

Jika nilai aktual lebih besar dari nilai AFR, maka terdapat udara yang jumlahnya lebih banyak daripada yang dibutuhkan oleh sistem dalam proses pembakaran dan dikatakan miskin bahan bakar dan jika nilai aktual lebih kecil dari AFR stokiometrik maka tidak cukup terdapat udara pada sistem dan dikatakan kaya bahan bakar.

2. 7. 2 Rasio Bahan Bakar-Udara (*Fuel Air Ratio/FAR*)

Rasio bahan bakar-udara merupakan kebalikan dari pada *AFR* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$FAR = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{M}_f \times \dot{N}_f}{\dot{M}_a \times \dot{N}_a} \dots\dots\dots(2.2)$$

2. 7. 3 Rasio Ekivalen (*Equivalence Ratio/ Φ*)

Metode ini termasuk metode yang umum digunakan. Rasio ekivalen (Φ) didefinisikan sebagai perbandingan antara rasio udara-bahan bakar (*AFR*) stokiometrik dengan udara-bahan bakar (*AFR*) aktual atau rasio bahan bakar-udara (*FAR*) aktual dengan rasio bahan bakar-udara (*FAR*) stokiometrik. Rasio ekivalen (Φ) dirumuskan sebagai berikut:

$$\Phi = \frac{AFR_{stoic}}{AFR_{act}} = \frac{FAR_{act}}{FAR_{stoic}} \dots\dots\dots(2.3)$$

- $\Phi > 1$ terdapat kelebihan bahan bakar dan campurannya disebut dengan campuran kaya bahan bakar (*fuel-rich mixture*).
- $\Phi < 1$ campurannya disebut dengan campuran miskin bahan bakar (*fuel-lean mixture*).
- $\Phi = 1$ merupakan campuran stokiometrik (pembakaran sempurna).

Bahan bakar yang berupa hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh menjadi karbon dioksida (CO_2) dan uap air (H_2O) jika tersedia pasokan oksigen (O_2) dalam jumlah yang cukup, kondisi pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk proses pembakaran stoikiometri pada bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) dengan udara (campuran oksigen dan nitrogen) dapat dituliskan sebagai berikut :



Pada proses pembakaran bahan bakar bensin, udara yang dibutuhkan untuk membakar 1 kg bahan bakar sebanyak 14,7 kg yang kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar stoikiometri 1:14,7. Sedangkan pada bahan bakar gas *compressed natural gas* (CNG) perbandingan campuran udara dan bahan bakar pada kondisi stoikiometri adalah 1:17. Faktor udara eksek (*excess-air factor*) λ mengindikasikan seberapa jauh perbandingan udara dan bahan bakar aktual dengan perbandingan udara dan bahan bakar secara teoritis. Jika $\lambda=1$ menunjukkan bahwa mesin berjalan dengan perbandingan udara dan bahan bakar pada kondisi stoikiometri. Jika $\lambda < 1$ menunjukkan mesin tersebut mengandung lebih banyak bahan bakar (campuran kaya), sedangkan jika $\lambda > 1$ (dibawah batasan $\lambda = 1,6$) menunjukkan mesin tersebut mengalami kelebihan udara / kekurangan bahan bakar (campuran miskin).

2.8 Rasio Kompresi

Kompresi rasio yang lebih tinggi dapat menaikkan tekanan dan temperatur media kerja dan menurunkan konsentrasi gas buang. Kondisi yang baik ini mengurangi *ignition lag* pembakaran dan *ignition advance* dapat dikurangi. Tekanan tinggi dan temperatur tinggi dari campuran yang tertekan juga akan mempercepat pembakaran tahap kedua. Sudut pembakaran total menjadi berkurang, tekanan maksimum *m.e.p* indikasi juga akan naik, dan akan menaikkan rasio *surface* ke volume dari ruang bakar, yang berarti menaikkan bagian dari campuran dimana pada fase *afterburn* pada tahap ketiga. Rasio kompresi mesin yang dibesarkan dapat berpengaruh pada peningkatan unjuk kerja mesin dan konsumsi bahan bakar menurun. Namun perlu dijaga kenaikan rasio kompresi yang mengakibatkan kenaikan temperatur sehingga menimbulkan terjadinya detonasi pada motor [3]. Perbandingan kompresi merupakan hasil bagi dari volume total dengan volume sisa ruang bakar. Dimana volume total adalah isi ruang antara *piston* ketika berada di TMB sampai tutup silinder dan juga merupakan jumlah antara volume langkah

dengan volume sisa, sedangkan volume sisa adalah volume antara torak ketika ia berada di TMA sampai tutup silinder. Jadi rasio kompresi adalah :

$$CR = \frac{V_T}{V_c}$$

$$CR = \frac{V_L + V_c}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c} \dots \dots \dots (2.5)$$

Dimana :

$$V_L = \frac{\pi}{4} x D^2 x S$$

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Height Space} + \text{Combustion Chamber}$$

Untuk dapat meningkatkan unjuk kerja mesin dengan pengaruh rasio kompresi memiliki pertimbangan dalam hal nilai oktan (*oktan number*) bahan bakar yang digunakan pada *engine* tersebut. Sehingga akan terciptanya pembakaran yang sempurna dikarenakan rasio kompresi yang sesuai dengan *oktan number* tersebut. Apabila *oktan number* yang digunakan tidak sesuai atau lebih rendah dari rasio kompresi maka akan terciptanya *pre – ignition* dimana bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya tanpa dipengaruhi loncatan bunga api sehingga memungkinkan terjadinya detonasi. Berikut adalah data *oktan number* dengan rasio kompresinya :

<u>COMPRESSION RATIO CHART</u>		
<u>Engine Octane Requirements</u>		
Compression Ratio	Minimum	Maximum
8:1	87	92
9:1	89	96
10:1	92	100
11:1	96	102
12:1	100	108
<i>Typical requirements, some may vary...</i>		

Gambar 2.2 *Compression Ratio Chart*

(<http://satria155.com/memahami-rasio-kompresi-statis-dinamis-oktan-bbm-review-norival/>)

Sehingga rasio kompresi yang telah ditentukan akan menghasilkan unjuk kerja berupa efisiensi yang diharapkan.

Berikut tabel efisiensi siklus Otto :

Tabel 2.4 Efisiensi Siklus Otto Untuk Berbagai Rasio Kompresi, r

Rasio kompresi r	8	9	10	11	12	15	20
Effisiensi η	0.565	0.585	0.602	0.617	0.630	0.661	0.695
	Daerah kerja r motor saat ini						

Sumber : Kawano D. Sungkono (2013)

2.9 Parameter Unjuk Kerja Motor Bensin

Pada motor bensin memiliki beberapa parameter untuk dapat mengetahui unjuk kerja mesin tersebut, antara lain:

2.9.1 Torsi

Kemampuan mesin dalam menghasilkan kerja ditunjukkan dengan nilai torsi yang dihasilkannya. Dalam keadaan sehari-hari torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk mendapatkan kecepatan tinggi. Torsi merupakan perkalian antara gaya tangensial dengan panjang lengan. Rumus untuk menghitung torsi pada *engine* adalah sebagai berikut:

$$Torsi = F \times R \text{ (N.m)} \dots \dots \dots (2.6)$$

2.9.2 Daya (BHP)

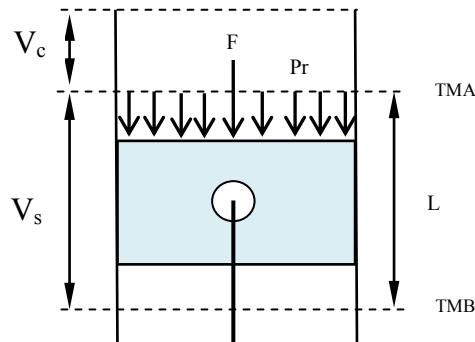
Tujuan dari pengoperasian mesin adalah untuk menghasilkan daya atau *power*. *Brake horse power* merupakan daya yang dihasilkan dari poros *output* mesin yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Nilai daya sebanding dengan gaya yang dihasilkan dan kecepatan linearnya atau sebanding dengan torsi poros dan kecepatan sudutnya. Untuk menghitung daya motor digunakan perumusan:

$$bhp = \omega T = 2\pi n T \text{ (Watt)}$$

$$bhp = 2\pi n T / 1000 \text{ (kW)} \dots \dots \dots (2.7)$$

2.9.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure*)

Tekanan efektif rata-rata atau (*bme_p*) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada *brake horse power* maka disebut *brake mean effective pressure*.



Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah : $F = P_r \times A$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB :

$$W = F \times L = (P_r \times A) \times L$$

Daya motor (kerja persatuan waktu) :

Jika poros engkol berputar n rps, maka dalam 1 sekon

akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

dimana $\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{sekon}} \right)$; $z = 1$ (2 langkah), 2 (4 langkah)

$$\text{Daya tiap silinder : } N = \frac{P_r \times A \times L \times n}{z}$$

$$\text{Daya motor sejumlah "i" silinder : } N = \frac{P_r \times A \times L \times n \times i}{z}$$

Jika $N = \text{Watt}$ dan $P_r = b_{mep}$, maka :

$$b_{mep} = \frac{b_{hp} \times z}{A \times L \times n \times i} \text{ (Pa)} \dots\dots\dots(2.8)$$

2. 9. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption*)

Merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine*, yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya *specific fuel consumption* (*sfc*) dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{m_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots(2.9)$$

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{bb} = \rho_{bensin} \times volume \dots\dots\dots(2.10)$$

2. 9. 5 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi *thermal* (η_{th}) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor.

$$\eta_{th} = \frac{Energi\ yang\ berguna}{Energi\ yang\ diberikan} \times 100\%$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu (t), maka:

$$\eta_{th} = \frac{\frac{kerja}{waktu}}{\left(\frac{panas\ yang\ diberikan}{waktu} \right)} \times 100\%$$

dimana: $kerja/waktu = \text{daya (bhp)}$

panas yang diberikan = nilai kalor \times massa bahan bakar = $Q \times \dot{m}_{bb}$, sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{BHP}{m_{bb} \times Q} \dots\dots\dots(2.11)$$

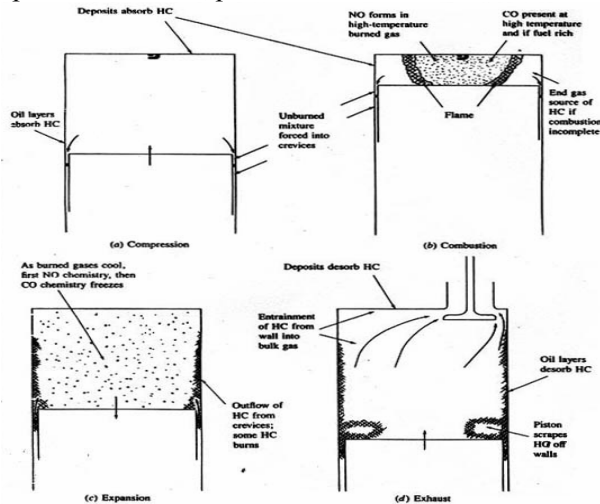
2. 9. 6 Efisiensi Volumetris (η_v)

Efisiensi volumetris (η_v) adalah petunjuk kemampuan mesin dalam menghisap udara dan didefinisikan sebagai kemampuan udara aktual yang terisap pada kondisi atmosfer terhadap *volume* langkah dari mesin. Efisiensi volumetris (η_v) dapat dihitung berdasarkan massa atau *volume* udara. Dalam hal ini menggunakan basis massa.

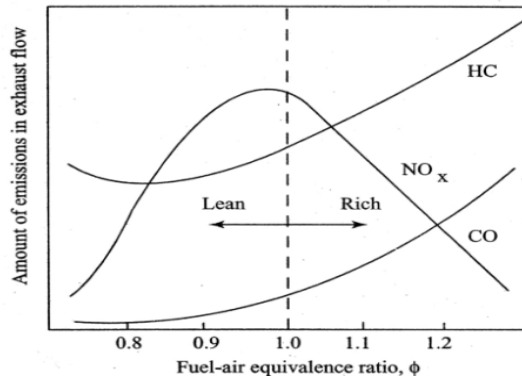
$$\eta_v = \frac{\text{Mass charge aktual}}{\text{Mass charge volume}} \dots\dots\dots (2.12)$$

2.10 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan pencemar kedalam udara sedemikian rupa sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh polutan primer adalah *sulfur oksida* (SO_x), *nitrogen oksida* (NO_x), *hidrokarbon* (HC), dan *carbon monoksida* (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain di udara, contohnya *ozon* (O₃) dan *peroksi asetil nitrat* (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi.



(a)



(b)

Gambar 2.3 (a) Mekanisme terbentuknya polutan.

(b) Emisi gas buang terhadap *fuel air equivalence ratio*
(Kawano, D. Sungkono : 2013)

Dari Gambar 2.5 dapat diketahui mekanisme terbentuknya polutan pada ruang bakar dan pengaruh *equivalent ratio* terhadap emisi gas buang. Penyebab utama dari terbentuknya polutan ini adalah karena pembakaran yang tidak sempurna dalam ruang bakar, sehingga menghasilkan deposit hidrokarbon di antara silinder dengan dinding ruang bakar. Gas NO terbentuk ketika temperatur tinggi, sedangkan gas CO juga terbentuk ketika temperatur tinggi dan bahan bakar lebih kaya daripada udara (Gambar 2.5 (a)). Sedangkan *equivalent ratio* semakin besar (campuran kaya) maka akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin (Gambar 2.5 (b)). Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu juga ada analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh rasio kompresi.

Berikut adalah data hasil emisi gas buang terpengaruh dari rasio kompresi:

Tabel 2.5 Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Emisi Gas Buang

(a) Effects of Compression Ratio on UHC Emissions		
	Percentage reduction in UHC	
	Compression ratio 10:1 reduced to 8.5:1	Compression ratio 10:1 reduced to 7.0:1
1500 rpm	-7%	-14%
2000 rpm	-28%	-50%
2500 rpm	-50%	-70%

(b) Effects of Compression Ratio on NO _x Emissions		
	Percentage reduction in NO _x	
	Compression ratio 10:1 reduced to 8.5:1	Compression ratio 10:1 reduced to 7.0:1
1500 rpm	+2%	+7%
2000 rpm	-10%	-17%
2500 rpm	+3%	-10%

(c) Effects of Compression Ratio on CO Emissions		
	Percentage reduction in UHC	
	Compression ratio 10:1 reduced to 8.5:1	Compression ratio 10:1 reduced to 7.0:1
1500 rpm	+12%	25%
2000 rpm	+9%	+18%
2500 rpm	+8%	+16%

Sumber : Eran Sher (1998)

Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2. 10. 1 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang. Sebab terjadinya *hydrocarbon* (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar saluran pembuangan.

2. 10. 2 Karbon Monoksida (CO)

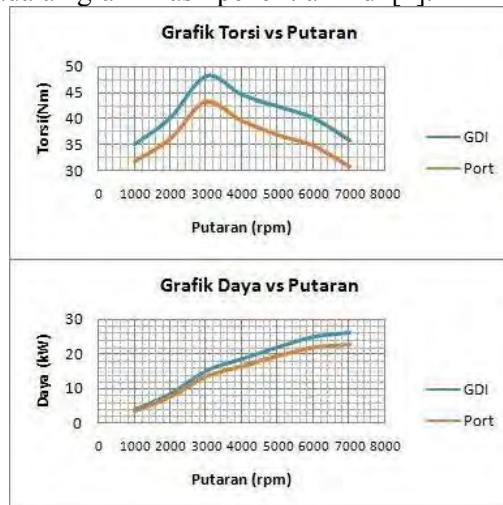
Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu diatas titik didihnya dan mudah larut dalam air. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi membentuk karbon monoksida dan oksigen.

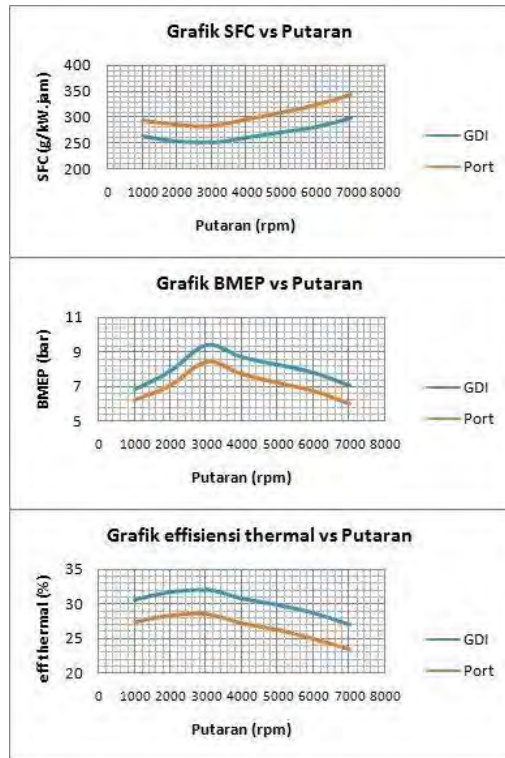
2.11 Penelitian Terdahulu

Penelitian yang dilakukan oleh Adi [4] adalah dengan membandingkan hasil unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc sistem *port injection* dengan *direct injection* menggunakan metode simulasi LOTUS *Engine Simulation*. *Engine* SINJAI dengan sistem *port injection* didesain ulang menjadi sistem *direct injection*, perubahan desain utamanya pada bagian kepala silinder, yaitu dengan menambahkan lubang untuk meletakkan injektor di ruang bakar.

Dari perancangan dan penelitian ini didapatkan pemodelan *engine* SINJAI 650 cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara *direct injection* menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik dari mesin SINJAI 650 cc dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection* baik secara eksperimen maupun simulasi. Dari hasil simulasi pada sistem *direct injection* menghasilkan daya maksimal sebesar 26,0 kW/7000 rpm, torsi maksimal sebesar 48,27 kW/3000 rpm, bmep maksimal sebesar 9,42 bar/3000 rpm, sfc minimum sebesar 251,49 g/kW.jam pada 3000 rpm, efisiensi thermal sebesar 32,03% pada 3000 rpm. Sedangkan pada sistem *port injection* menghasilkan daya maksimal sebesar 25,33 kW/7000 rpm, torsi maksimal sebesar 43,26 kW/3000 rpm, bmep maksimal sebesar 8,44 bar/3000 rpm, sfc minimum sebesar 282,78 g/kW.jam pada 3000 rpm, efisiensi thermal sebesar 28,49% pada 3000 rpm.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Adi [4]:





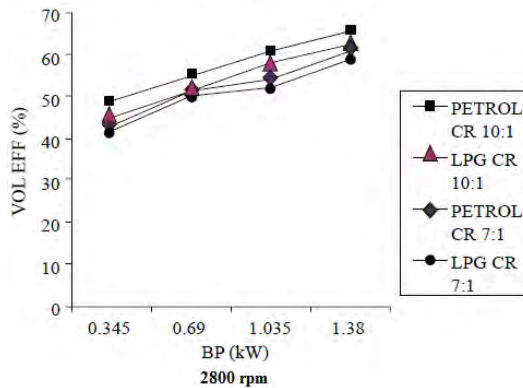
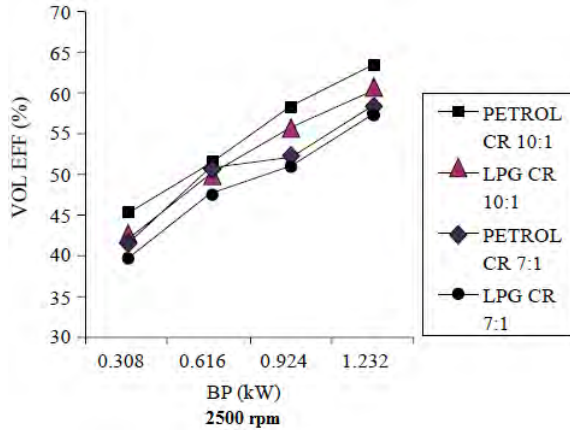
Gambar 2.4 Grafik Hasil Simulasi Adi [4]

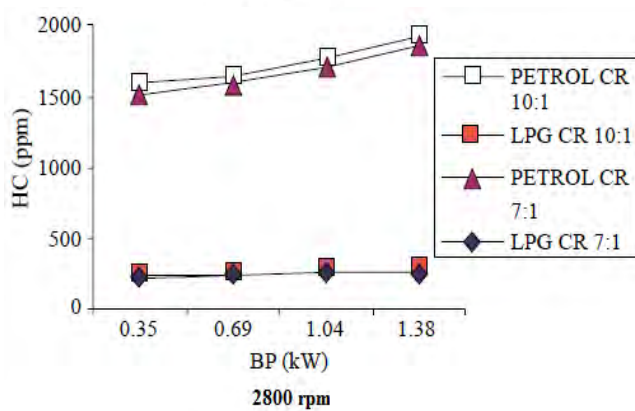
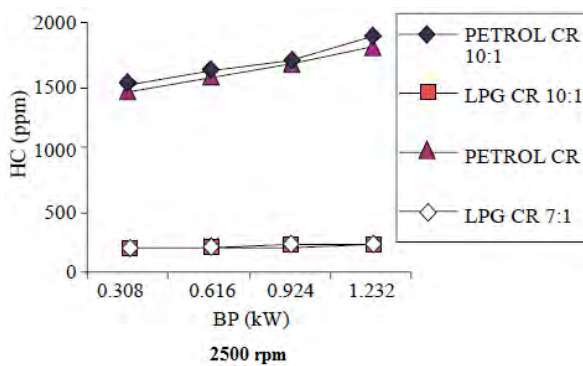
Penelitian yang dilakukan oleh Yousufuddin [5] adalah dengan membandingkan variasi rasio kompresi dan jenis bahan bakar terhadap konsumsi bahan bakar dan emisi gas buang pada mesin bensin dengan 624.19 cc. Variasi durasi yang digunakan adalah penggunaan bahan bakar LPG dan premium serta rasio kompresi sebesar 7 : 1 dan 10 : 1. Pengujian dilakukan pada putaran mesin 2500 rpm dan 2800 rpm. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah efisiensi thermal dan volumetris, serta konsentrasi HC.

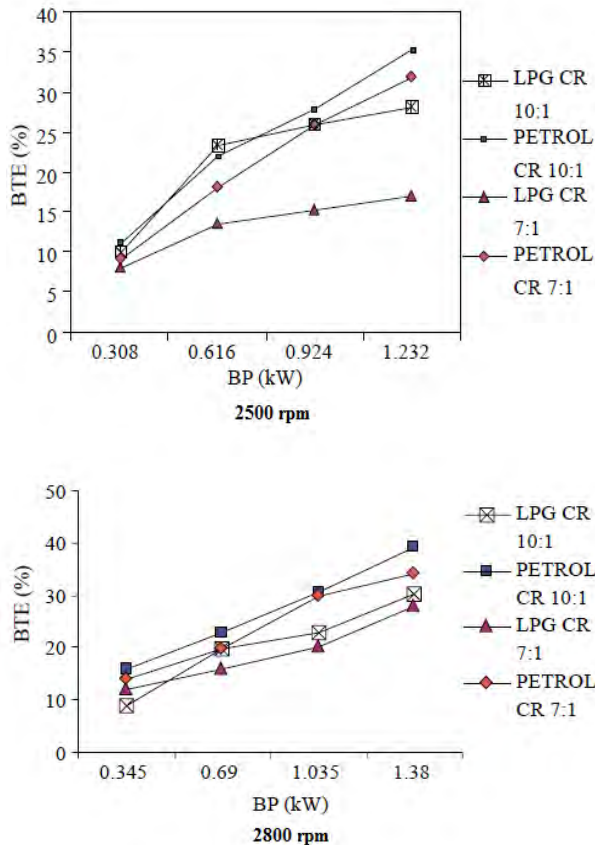
Hasil eksperimen yang diperoleh dari penelitian adalah, untuk efisiensi thermal pada CR 10 : 1 dan CR 7 : 1 untuk LPG lebih tinggi dibandingkan premium. Untuk efisiensi volumetris

pada CR 10 : 1 dan CR 7 : 1 untuk premium lebih tinggi daripada LPG. emisi HC pada CR 10 : 1 untuk premium lebih tinggi dibandingkan LPG tetapi pada CR 7 : 1 LPG lebih tinggi daripada premium.

Berikut adalah grafik hasil penelitian Yousufuddin [5]:







Gambar 2.5 Grafik Hasil Eksperimental Yousufuddin [5]

Penelitian yang dilakukan oleh Jianbio [6] adalah dengan memperkecil kedalaman ruang bakar agar dapat meningkatkan rasio kompresinya dari 10 : 1 menjadi 12 : 1. Dimensi ruang bakar kondisi standar sebesar 90.780 mm^3 menjadi 69.788 mm^3 yang dilakukan pada *engine* S. I. E 6 silinder dengan *single point injection*. Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, emisi gas buang (CO_2 dan NO_x), konsumsi bahan bakar spesifik, dan efisiensi thermal.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian adalah, torsi maksimum terdapat pada CR 12 : 1 yaitu sebesar 138 N.m pada (*excess-air factor*) λ 1.0. Emisi CO₂ terbesar diperoleh pada CR 12 : 1 yaitu sebesar 14000 g/kwh pada λ 2.6. Emisi NO_x terbesar diperoleh pada CR 12 : 1 yaitu sebesar 36 g/kwh pada λ 1.1. Konsumsi bahan bakar spesifik terbesar diperoleh pada CR 12 : 1 yaitu sebesar 5000 g/kwh pada λ 2.6. Efisiensi termal terbesar diperoleh pada CR 12 : 1 yaitu sebesar 0.31 pada λ 1.4.

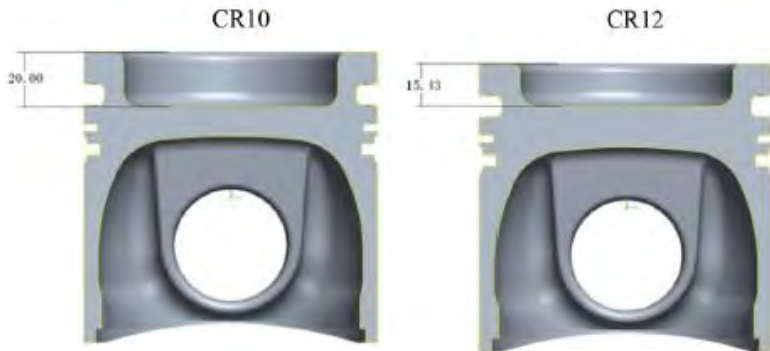
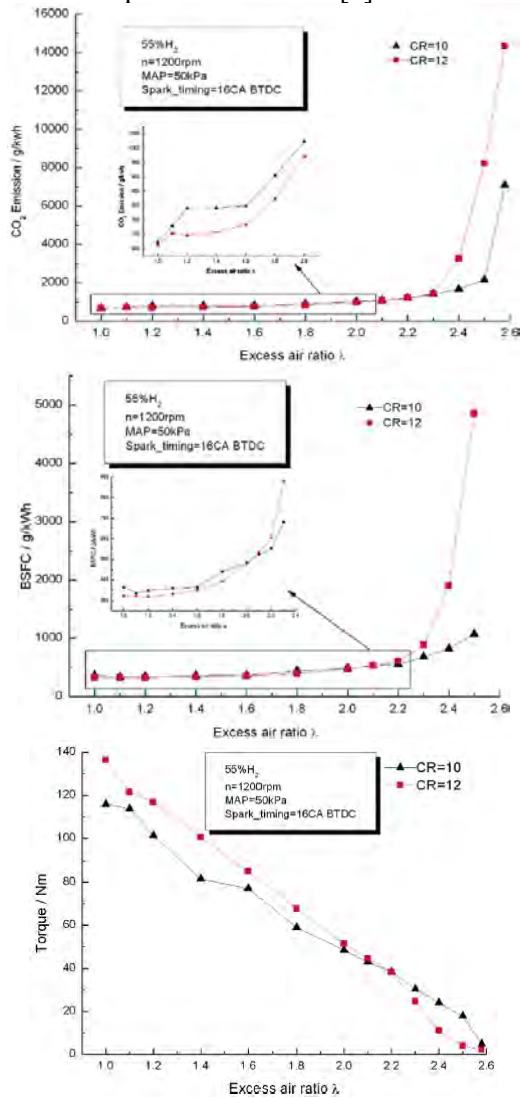
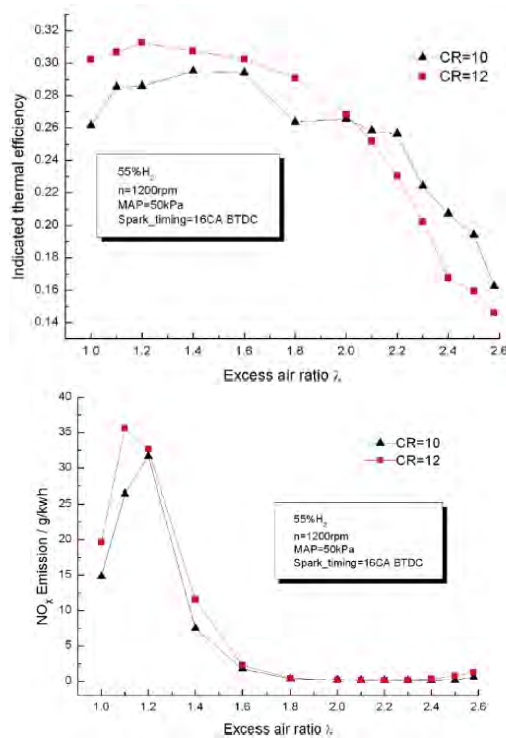


Fig. 2. Cross-sections for two different pistons.

Gambar 2.6 Metode Perubahan Rasio Kompresi Jianbio [6]

Berikut adalah data hasil penelitian Jianbio [6]:



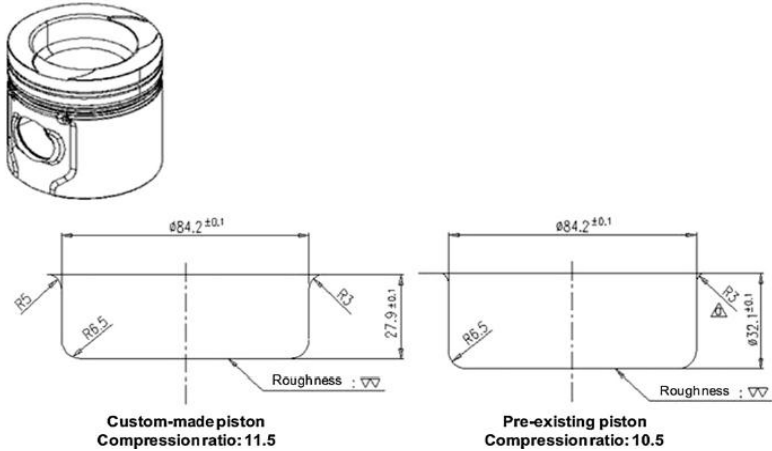


Gambar 2.7 Grafik Hasil Eksperimental Jianbio [6]

Penelitian yang dilakukan oleh Cheolwoong [7] adalah dengan merubah kedalaman piston sehingga dapat menaikkan rasio kompresinya. Penelitian ini dilakukan pada alat berat 6 silinder berbahan bakar CNG yang divariasikan dengan hidrogen. Dimana kedalaman *piston* standar sebesar 32.1 mm dirubah menjadi 27.9 mm sehingga rasio kompresi awal 10,5 : 1 menjadi 11,5 : 1 Dan parameter yang diukur diantaranya adalah torsi, efek pada penyalaan busi, temperature gas buang, efisiensi termal, dan tekanan *intake manifold*.

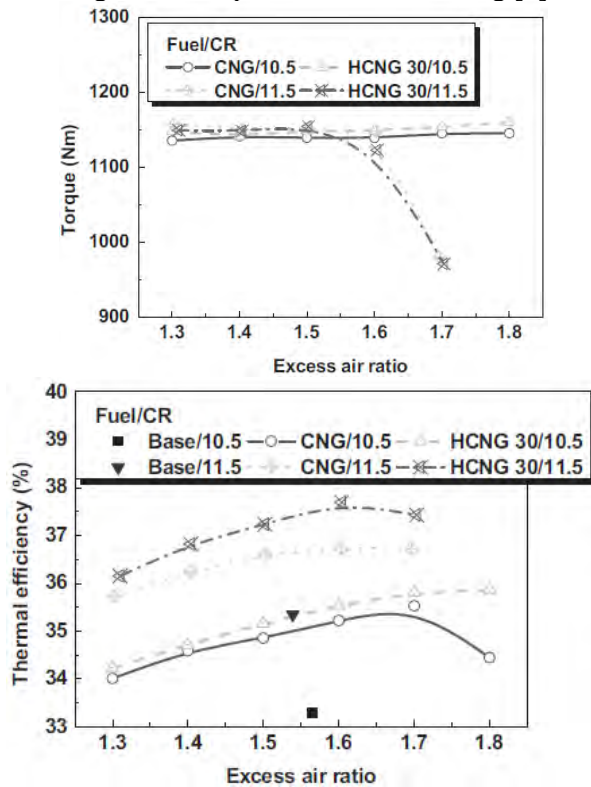
Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian Cheolwoong [7] adalah, nilai torsi pada CR 10,5 : 1 lebih baik pada saat CNG murni atau ditambahkan dengan hidrogen apabila dibandingkan dengan CR 11,5 : 1 sebesar 11700 N.m.

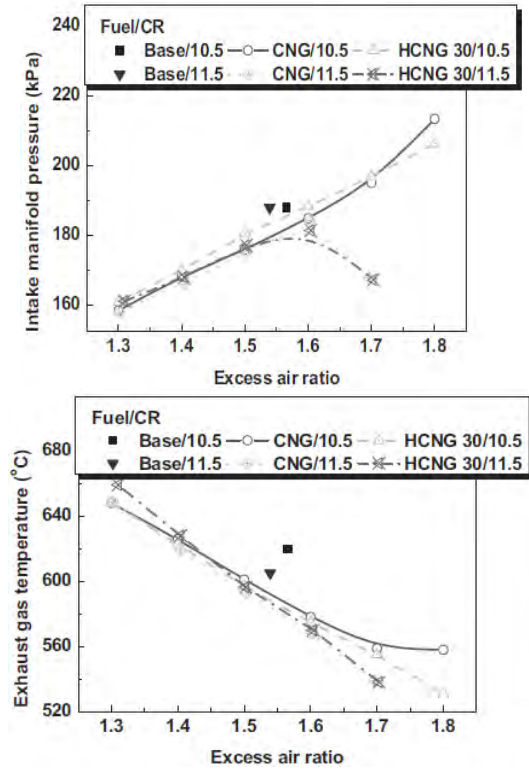
Temperatur gas buang terendah pada CR 10,5 : 1 pada saat ditambahkan dengan hidrogen dibandingkan CR 11,5 : 1 sebesar 525°C . Efisiensi termal paling tinggi sebesar 38% pada CR 11,5 : 1 dengan ditambahkan hidrogen apabila dengan CR 10,5 : 1. Tekanan *intake manifold* terbesar pada CR 10,5 : 1 pada saat CNG murni sebesar 218 kPa.



Gambar 2.8 Metode Perubahan Rasio Kompresi Cheolwoong [7]

Berikut adalah grafik hasil penelitian Cheolwoong [7] :





Gambar 2. 9 Grafik Hasil Eksperimental Cheolwoong [7]

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini akan dilakukan dengan menggunakan metode simulasi dan eksperimental. Simulasi menggunakan *software* LOTUS *Engine Simulation* dengan desain *engine* SINJAI dua silinder empat langkah 650cc *single overhead camshaft port injection* yang sudah dimodifikasi menjadi *bi-fuel engine*, yaitu dengan menggunakan bahan bakar *gasoline* dan *compressed natural gas* (CNG). Dan akan memvariasikan besaran *compression ratio* dengan merubah dimensi ruang bakar. Hasil data yang terbaik dari simulasi akan dibuat dan dilakukan uji coba pada *engine* SINJAI. Proses simulasi dan pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian adalah untuk mendapatkan nilai *compression ratio* yang menghasilkan unjuk kerja terbaik yang dinyatakan dalam: torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris dan emisi gas buang (CO, CO₂, HC, O₂ dan λ).

3.1 Engine Test

Engine yang digunakan dalam penelitian ini adalah *engine gasoline* 4 langkah merek Sinjai 2 silinder dengan kapasitas *engine* 650 cc. Adapun gambar *engine* dalam penelitian ini adalah sebagai berikut di bawah ini.



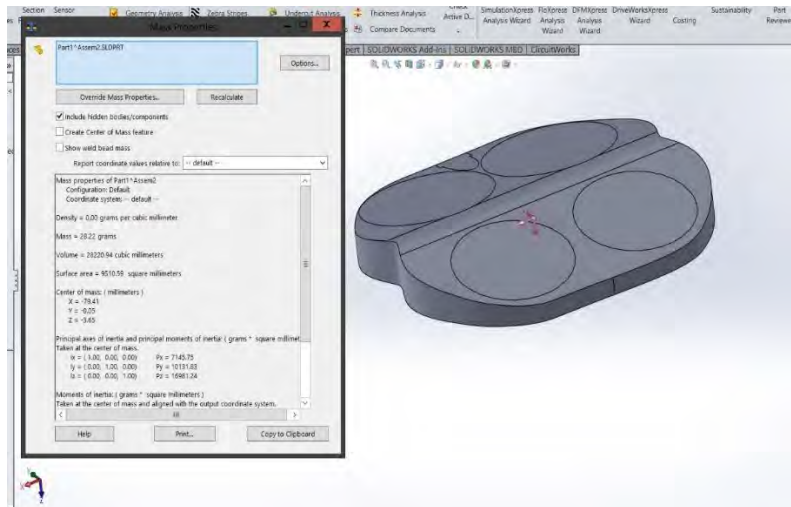
Gambar 3.1 *Engine Sinjai 650 cc*

Spesifikasi Mesin Sinjai 650 cc :

- Model : LJ276MT-2
- Jumlah Silinder : 2 Silinder segaris
- Pendinginan mesin : Radiator
- Diameter x langkah : 76 x 71 mm
- Rasio kompresi : 9,5 : 1
- Daya maksimum : 18 kW pada putaran 4500 rpm
- Torsi maksimum : 49 N.m pada putaran 2700 – 3300 rpm
- Kecepatan *idle* : 900 ± 50 rpm
- Volume langkah : 0,322 liter per silinder
- Arah putaran : CCW (*Counter Clockwise*)
- *Valve timing*
 - *Intake valve* membuka : 23° BTDC
 - *Intake valve* menutup : 53° ABDC
 - *Exhaust valve* membuka : 53° BBDC
 - *Exhaust valve* menutup : 23° ATDC
 - Celah katub inlet : $0,09 \pm 0,2$ mm (*cold*)
 $0,15 \pm 0,2$ mm (*hot*)
 - Celah katub exhaust: $0,18 \pm 0,2$ mm (*cold*)
 $0,25 \pm 0,2$ mm (*hot*)

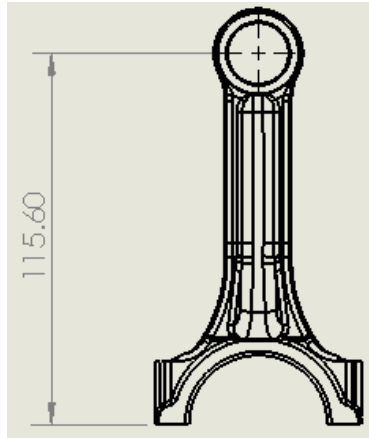
3.2 Variasi *Compression Ratio*

Pada penelitian ini akan dilakukan desain dan perhitungan terlebih dahulu pada agar dapat meningkatkan nilai dari *compression ratio* dari kondisi standar. Faktor – faktor yang dapat mempengaruhi nilai rasio kompresi berupa perubahan *piston* standar dengan *piston racing* (sudah dilakukan perubahan pada *dome piston*), melakukan pemaprasan *cylinder block* pada bagian atas untuk mendekatkan *deck clearance*, dan melakukan pemaprasan pada *cylinder head* agar mengurangi besarnya volume ruang bakar. Berikut adalah perhitungan – perhitungan yang sudah dilakukan agar dapat mengetahui nilai *compression ratio* kondisi *engine* standar yang berdasarkan pada dimensi *engine* SINJAI 650 cc sehingga dapat menjadi bahan pertimbangan untuk dilakukan variasi agar nilai dari *compression ratio* dapat meningkat.

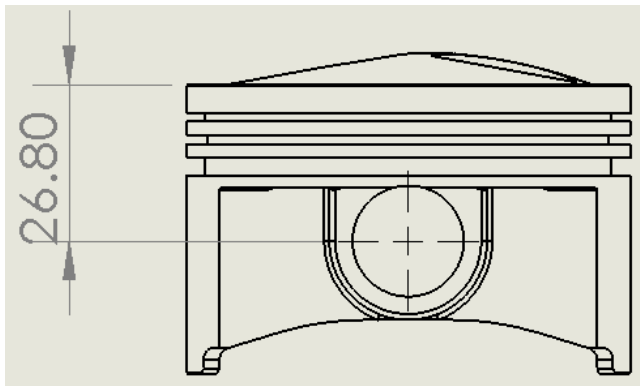


Gambar 3.1 Volume Ruang Bakar

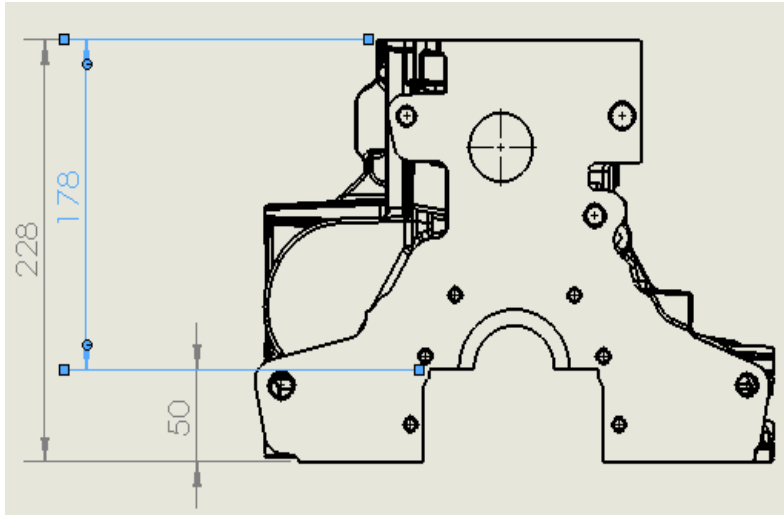
Dengan menggunakan aplikasi *Solidwork*, dapat diketahui nilai volume ruang bakar sebesar 28.22094 cc.



Gambar 3.2 Panjang *Connecting Rod*



Gambar 3.3 Tinggi *Piston* Dari Titik Pusat



Gambar 3.4 Tinggi *Cylinder Block* Dari Pusat *Crank Shaft*

Dengan adanya referensi ketiga gambar tersebut dan juga telah diketahui bahwa langkah (*stroke*) *piston* sebesar 71 mm. Karena posisi *crankshaft* yang berhubungan dengan *connecting rod* pada saat titik puncak berada di tengah – tengah *crankshaft*. Sehingga dapat dilakukan perhitungan *deck clearance* berikut seperti ini :

Deck Clearance

= Tinggi *Cylinder Block* dari Pusat *Crankshaft*

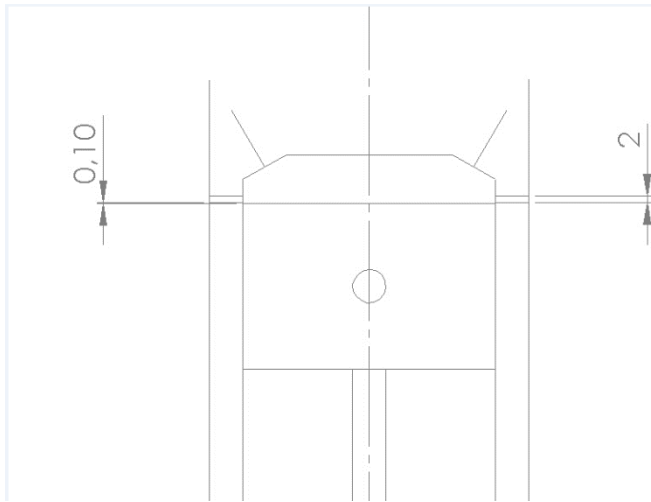
– Tinggi *Piston* dari Titik Pusat

– Panjang *Connecting Rod* – $\left(\frac{\text{Langkah}}{2}\right)$

Deck Clearance

$$= 178 \text{ mm} - 26.8 \text{ mm} - 115.6 \text{ mm} \\ - \left(\frac{71 \text{ mm}}{2} \right)$$

Deck Clearance = 0.1 mm



Gambar 3.5 Ukuran Standar Kondisi Ruang Bakar

Setelah itu dapat kita lakukan perhitungan pada volume langkah *piston* dengan dimensi diameter sebesar 76 mm dan langkahnya sebesar 71 mm. Sehingga akan didapatkan hasil volume langkah seperti di bawah ini :

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times (7,6 \text{ cm})^2 \times 7,1 \text{ cm}$$

$$V_L = 321.92536 \text{ cc}$$

Lalu dapat dilakukan perhitungan pada *compressed volume* berupa penjumlahan antara tebal *packing*, ketinggian *deck clearance*, dan juga *combustion chamber*. Dimana diketahui bahwa tebal *packing* besarnya 2 mm. Dengan hasil perhitungan yang sudah didapat sebelumnya maka akan didapatkan nilai V_c seperti di bawah ini :

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Clearance} \\ + \text{Combustion Chamber}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{\text{gasket}}\right) + \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{\text{deck}}\right) + 28.22904 \text{ cc}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x (7.6\text{cm})^2 x 0.2\text{cm}\right) + \left(\frac{\pi}{4} x (7.6\text{cm})^2 x 0.01\text{cm}\right) \\ + 28.22904 \text{ cc}$$

$$V_c = 9.06832\text{cc} + 0.45342\text{cc} + 28.22904\text{cc}$$

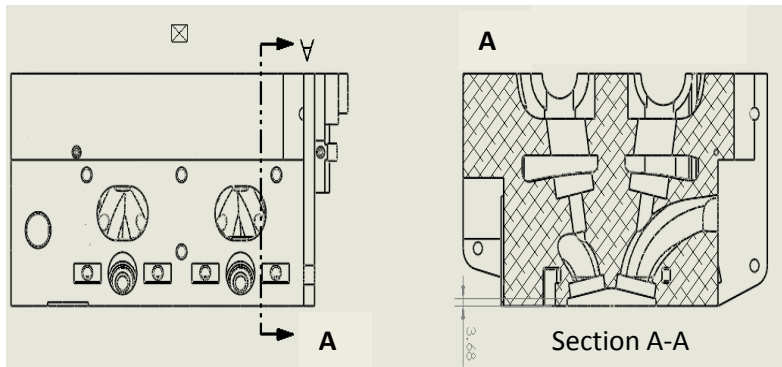
$$V_c = 37.7508\text{cc}$$

Kemudian setelah mendapatkan nilai *compressed volume*, dibuat perhitungan antara volume langkah dengan *compressed volume* sehingga mendapatkan nilai rasio kompresi. Hasil perhitungan nilai rasio kompresi adalah seperti dibawah ini :

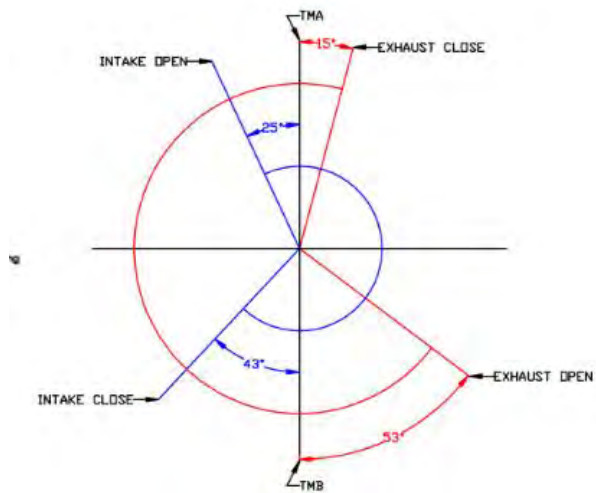
$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{321.92536\text{cc}}{37.7508\text{cc}}$$

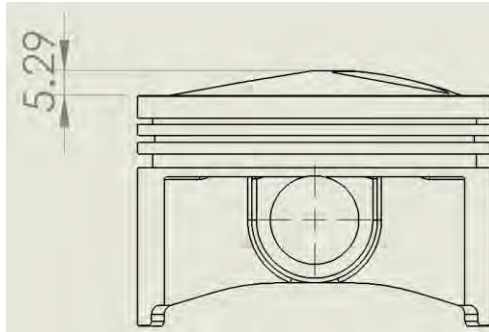
$$CR = 9.5 : 1$$



Gambar 3.6 Tinggi Katup Dari Permukaan *Cylinder Head* Pada Potongan *Valve Slot*

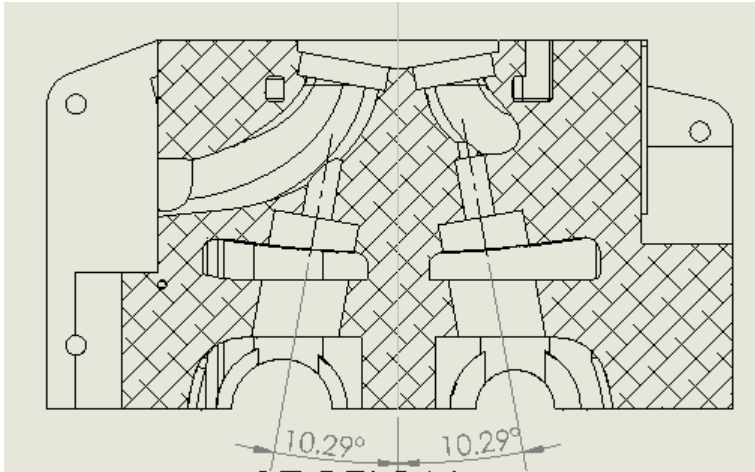


Gambar 3.7 *Camshaft* Standar

Gambar 3.8 Tinggi *Dome Piston*

degree of crankshaft	degree of camshaft	cam-lift (mm)	
		IN	EX
308	154	16.395	18.391
312	156	16.395	18.134
316	158	16.395	17.898
320	160	16.395	17.682
324	162	16.395	17.485
328	164	16.395	17.306
332	166	16.395	17.144
336	168	16.407	17
340	170	16.43	16.871
344	172	16.466	16.759
348	174	16.517	16.663
352	176	16.582	16.517
356	178	16.663	16.466
360	180	16.759	16.43

Gambar 3.9 *Lift* Pada Katup *Intake* Dan *Exhaust*



Gambar 3.10 Sudut Katup *Intake* dan *Exhaust* Dari Dudukan *Cylinder Head*

Diketahui bahwa katup *exhaust* membuka pada sudut 53° pada langkah buang sehingga katup *intake* akan membuka sebesar $= 16.759 \text{ mm} - 16.395 \text{ mm} = 0.364 \text{ mm}$. Kemudian diproyeksikan terhadap sudut dudukan katup *intake* dengan *cylinder head* $= 0.364 \times \cos 10.29^{\circ} = 0.358 \text{ mm}$. Maka akan diketahui besaran dimensi yang dapat divariasikan agar dapat merubah nilai *compression ratio*.

Variasi Ukuran

$= \text{Tinggi Dome Piston} - \text{Dudukan Katup}$
 $- \text{Deck Clearance} - \text{Valve Clearance}$

Variasi Ukuran

$= 5.29 \text{ mm} - 0.358 \text{ mm} - 0.1 \text{ mm} - 3.68 \text{ mm}$

Variasi Ukuran $= 1.152 \text{ mm}$

Sehingga dapat dilakukan perhitungan variasi *compression ratio* dengan nilai 10,5 : 1; 11,5 : 1; 12,5 : 1.

Untuk *compression ratio* 10,5 : 1 melakukan pengurangan tebal *packing* sebesar 1 mm.

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Clearance} \\ + \text{Combustion Chamber}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} \times D^2 \times t_{\text{gasket}}\right) + \left(\frac{\pi}{4} \times D^2 \times t_{\text{deck}}\right) + 28.22904 \text{ cc}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} \times (7.6\text{cm})^2 \times 0.1\text{cm}\right) + \left(\frac{\pi}{4} \times (7.6\text{cm})^2 \times 0.01\text{cm}\right) \\ + 28.22904 \text{ cc}$$

$$V_c = 4.53416\text{cc} + 0.45342\text{cc} + 28.22904\text{cc}$$

$$V_c = 33.21662\text{cc}$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c} \\ CR = 1 + \frac{321.92536\text{cc}}{33.21662\text{cc}} \\ CR = 10.5 : 1$$

Untuk *compression ratio* 11,5 : 1 melakukan pemaprasan *combustion chamber* sebesar 0,576 mm.

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Height Space} \\ + \text{Combustion Chamber} \\ - \text{Volume Variasi Ukuran}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{gasket} \right) + \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{deck} \right) + 28.22904 \text{ cc} \\ - \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{variasi} \right)$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.1 \text{ cm} \right) + \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.01 \text{ cm} \right) \\ + 28.22904 \text{ cc} - \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.0576 \text{ cm} \right)$$

$$V_c = 4.53416 \text{ cc} + 0.45342 \text{ cc} + 28.22904 \text{ cc} - 2.61168 \text{ cc}$$

$$V_c = 30.6049 \text{ cc}$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{321.92536 \text{ cc}}{30.6049 \text{ cc}}$$

$$CR = 11.5 : 1$$

Untuk *compression ratio* 12,5 : 1 dilakukan pemaprasan sisanya variasi *combustion chamber* sebesar 0,576 mm dan *deck clearance* 0,1 mm.

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{gasket} \right) - \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{deck} \right) + 28.22904 \text{ cc} \\ - \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{variasi} \right)$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.1 \text{ cm} \right) - \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.01 \text{ cm} \right) \\ + 28.22904 \text{ cc} - \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.1152 \text{ cm} \right)$$

$$V_c = 4.53416 \text{ cc} - 0.45342 \text{ cc} + 28.22904 \text{ cc} - 5.2234 \text{ cc}$$

$$V_c = 27.99322cc$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{321.92536cc}{27.99322cc}$$

$$CR = 12.5 : 1$$

3.3 Pengujian dengan Metode Simulasi

3.3.1 *Software yang Digunakan Untuk Analisis*

Simulasi numerik akan dilakukan dengan software pembantu yaitu *LOTUS Engine Simulation* (LES). Berfungsi untuk mendapatkan nilai dari unjuk kerja dan besaran *compression ratio* optimum tanpa adanya keterbatasan dari alat eksperimen.

3.3.2 *Alur Penelitian dengan Simulasi*

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini adalah:

1. Studi literatur. Studi literatur dilakukan untuk memberikan pemahaman teoritis yang komprehensif kepada penulis serta menyediakan data-data yang dibutuhkan sebagai pondasi dan langkah awal penelitian.
2. Pengukuran dimensi *engine*. Pengukuran dimensi *engine* akan digunakan sebagai referensi simulasi pada *LOTUS Engine Simulation*.
3. Simulasi kinerja *engine*. Simulasi menggunakan *LOTUS Engine Simulation* dengan memvariasikan besaran *compression ratio*.
4. Membandingkan hasil simulasi pada unjuk kerja yang terbaik dari masing-masing *compression ratio*.
5. Mengaplikasikan hasil *compression ratio* terbaik pada *engine* SINJAI.
6. Validasi hasil numerik dengan eksperimental. Membandingkan hasil simulasi numerik dengan pekerjaan

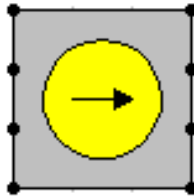
eksperimental menggunakan desain *compression ratio* yang terbaik.

7. Analisa dan pembahasan. Melakukan analisa dan pembahasan dari hasil yang diperoleh.
8. Mengambil kesimpulan berdasarkan hasil analisa dan pembahasan.
9. Pembuatan laporan akhir penelitian.

3.3.3 Pemodelan dengan LOTUS Engine Simulation

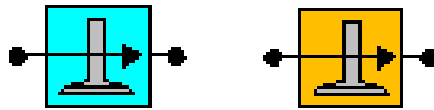
Pada pemodelan dengan LES, yang pertama kali dilakukan adalah memasukkan sejumlah komponen *engine*, dalam hal ini *fuel*, *inlet/outlet*, *bend & straight pipe*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism (intake & exhaust poppet valves)* dan *cylinder* ke dalam *main windows*. Komponen tersebut kemudian disusun secara seri dan berurutan mulai dari *inlet* hingga *outlet*. Berikut adalah metode yang dilakukan dalam melakukan simulasi menggunakan Lotus Engine Simulation.

1. Memasukkan komponen *cylinder* kedalam *main windows* Lotus Engine Simulation (LES) kemudian memasukkan data input seperti *bore (mm)*, *stroke (mm)*, *Con-rod Length (mm)*, *Pin Off-Set (mm)*, *Compression Ratio*, *combustion model*.



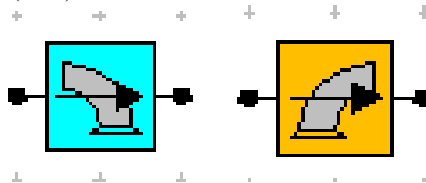
Gambar 3.11 Simbol *cylinder* pada LES

2. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust valve* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *valve open (deg)*, *valve close (deg)*, *dwell at max (deg)*, dan *max lift (mm)*.



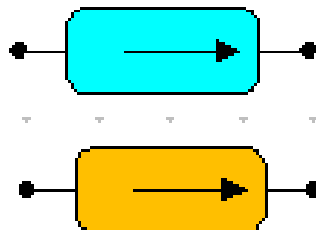
Gambar 3.12 Simbol *intake* and *exhaust valve* pada LES

3. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust port* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *valve throat diameter* (mm).



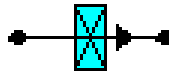
Gambar 3.13 Simbol *intake* and *exhaust port* pada LES

4. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust plenum* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *volume* (litres), *surface area* (mm²), dan *wall temperature* (°C).



Gambar 3.14 Simbol *intake* and *exhaust plenum* pada LES

5. Memasukkan komponen *intake throttle* kedalam *main windows* LES kemudian memilih *throttle type* yang akan disimulasikan, dalam hal ini digunakan *type butterfly*. Kemudian memasukkan data input seperti *throttle diameter* (mm), *closed angle* (deg), *throttle angle* (deg), dan *spindle diameter* (mm).



Gambar 3.15 Simbol *intake throttle* pada LES

6. Memasukkan komponen pipa kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *wall material*.



Gambar 3.16 Simbol *straight pipe* pada LES

7. Memasukkan komponen *bend pipe* kedalam *main windows* LES kemudian memasukkan data input seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *bend angle* (deg), *bend radius* (deg) dan *wall thickness* (mm).



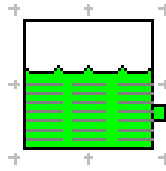
Gambar 3.17 Simbol *bend pipe* pada LES

8. Memasukkan komponen *default inlet* dan *exit* kedalam *main windows* LES, pilih *boundary data* kemudian memasukkan nilai tekanan dan temperatur ambient pada setiap putaran *engine*.



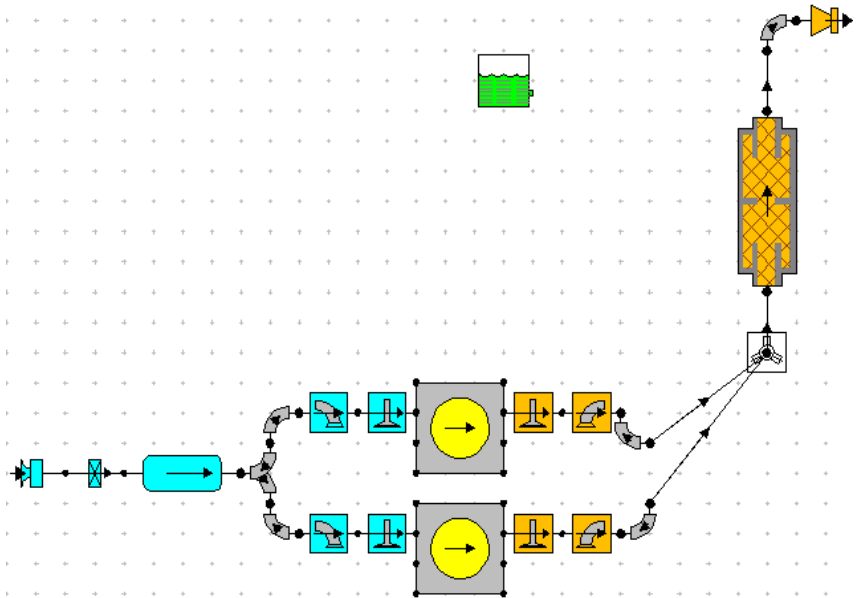
Gambar 3.18 Simbol *default inlet* and *exit* pada LES

9. Memilih komponen bahan bakar pada *main windows* LES, kemudian untuk merubah data input dari bahan bakar dipilih *fuel type*, *user defined*. Masukkan data input bahan bakar seperti *calorific value* (kJ/kg), *density* (lg/liter), *H/C ratio fuel* (molar).



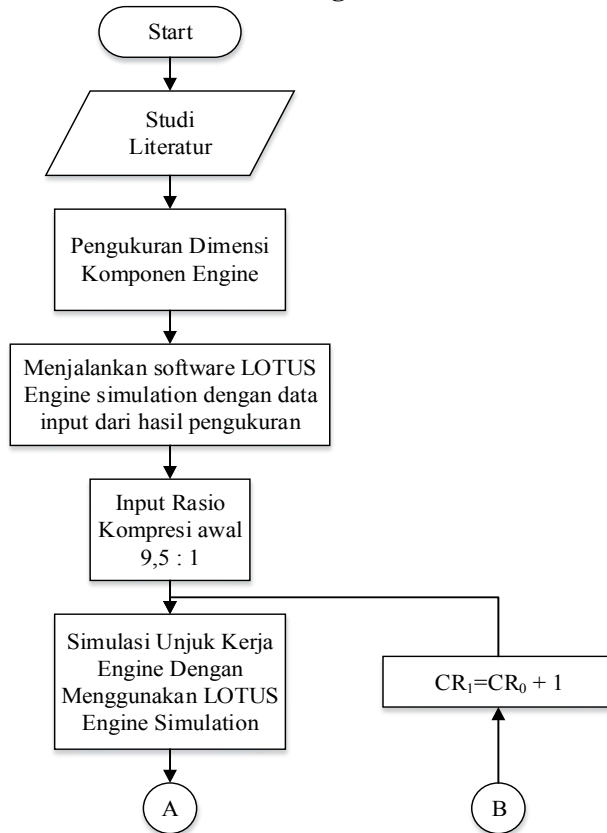
Gambar 3.19 Simbol bahan bakar pada LES

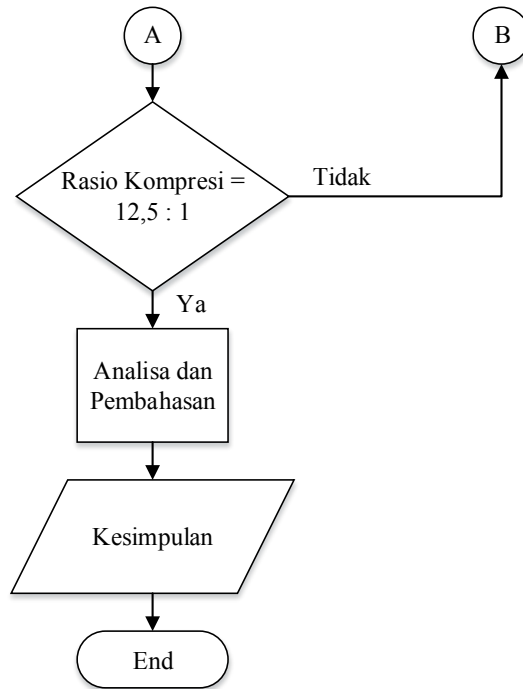
10. Untuk memilih data *steady state* maka dipilih data, *test conditions*, *steady state create wizard*. Kemudian memasukkan data inputan seperti *ambient air pressure* (bar abs), *ambient air temperature* (C), *inlet pressure* (bar abs), *inlet temperature* (C), *exit pressure* (bar abs), *specific humidity*.



Gambar 3.20 Skema Pemodelan Sistem pada LOTUS
Engine Simulation

3.3.4 Flowchart Penelitian dengan Simulasi





Gambar 3.21 *Flowchart* Simulasi

3.4 Pengujian dengan Metode Eksperimental

3.4.1 Pengujian Unjuk Kerja *Engine*

Pengujian akan dilakukan pada *engine* SINJAI 650 cc *single overhead camshaft direct injection* berbahan bakar *bi-fuel* (Premium – CNG) dengan putaran mesin bervariasi. Tempat pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

3. 4. 2 Alat Uji

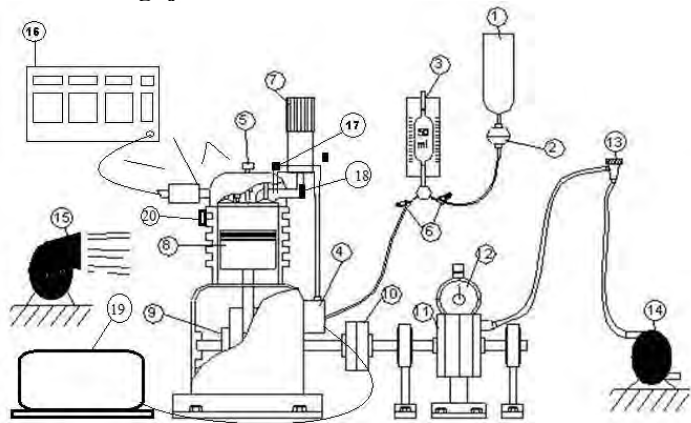
Peralatan uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

1. *Engine SINJAI 650cc dua silinder DOHC port injection*
2. *Waterbrake dynamometer*
3. *Blower*
4. Pompa air
5. *Stopwatch*
6. Tabung ukur bahan bakar
7. *Tachometer*
8. *Exhaust gas analyzer*
9. Dan lain-lain

3. 4. 3 Bahan Bakar

Bahan bakar yang akan digunakan untuk pengujian adalah bahan bakar bensin jenis premium yang diproduksi oleh PERTAMINA yang dijual bebas dipasaran dan *Compressed Natural Gas* yang dijual di SPBG.

3. 4. 4 Skema Pengujian



Gambar 3.22 Skema Pengujian

Keterangan :

- | | |
|-------------------------|---------------------------|
| 1. Tangki Bahan Bakar | 11. <i>Waterbrake</i> |
| 2. Filter Bahan Bakar | <i>Dynanometer</i> |
| 3. Gelas Ukur | 12. Pembaca Torsi |
| 4. Pompa Bahan Bakar | 13. Load Valve |
| 5. <i>Spark Plug</i> | 14. Pompa Air |
| 6. Katup Bahan Bakar | 15. <i>Blower</i> |
| 7. Filter Udara | 16. <i>Gas Analyzer</i> |
| 8. <i>Piston</i> | 17. <i>Injector</i> |
| 9. Poros Engkol | 18. Sensor in udara masuk |
| 10. <i>Fix Coupling</i> | 19. Tangki CNG |
| | 20. Sensor Temperatur |

3. 4. 5 Prosedur Pengujian

Pada penelitian kali ini, pengujian akan dilakukan dengan menggunakan *engine* SINJAI 650 cc DOHC *port injection* berbahan bakar *bi – fuel* (Premium – CNG). Untuk mendapatkan hasil pengujian yang tepat dan akurat, ada beberapa langkah yang harus dilakukan yaitu:

A. Persiapan Pengujian

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendingin, sistem pemasukan bahan bakar dan sistem kelistrikan.
2. Memeriksa kondisi air yang digunakan untuk pembebanan *waterbrake dynamometer*.
3. Pengecekan terhadap alat ukur yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

B. Pengujian *Engine* pada *Waterbrake Dynamometer*

Percobaan akan dilakukan pada putaran *engine* yang bervariasi mulai dari 5000 rpm hingga 2000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan *waterbrake dynamometer* yang dikopel dengan poros *engine* SINJAI dengan menggunakan air yang disirkulasikan. Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan:

1. Menghidupkan *engine* SINJAI pada putaran *idle* (± 950 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi *temperature kerja optimum*.
2. Melakukan *full open throttle*. Pada kondisi ini, *engine* akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
3. Alirkan air ke *waterbrake dynamometer* sampai putaran *engine* turun. Pengambilan data dilakukan ketika putaran *engine* stabil. Data yang diperoleh diantaranya, data putaran mesin (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi bahan bakar (ml/second), emisi CO (% volume), emisi

CO₂ (% volume), emisi HC (% volume), lambda (λ), temperatur gas buang (°C), temperatur mesin (°C) dan temperatur oli (°C).

4. Setelah pengambilan data selesai, beban yang dialirkan ditambah ke *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin akan turun kembali. Putaran mesin yang diharapkan adalah 5000 rpm, 4500 rpm, 4000 rpm, 3500 rpm, 3000 rpm, 2500 rpm dan 2000 rpm dengan cara mengontrol aliran air yang melewati *waterbrake dynamometer*.
5. Pada setiap penurunan putaran *engine* dilakukan pengambilan data.
6. Lakukan kegiatan *point* 1 (satu) sampai 6 (enam) dengan menggunakan desain ruang bakar standar dan ruang bakar yang terbaik dari hasil simulasi.

C. Akhir pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data diperoleh dari hasil percobaan ruang bakar standar dan ruang bakar terbaik hasil simulasi.
2. Setelah pengujian selesai, katup pembebanan air di *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan.
3. Putaran *engine* diturunkan hingga kondisi *idle* (\pm 950 rpm).
4. Pada kondisi *idle*, *engine* dibiarkan hidup sekitar lima menit sebelum dimatikan.
5. *Blower* dihidupkan untuk mempercepat pendinginan *engine*.

3.4.6 Rancangan Pengujian

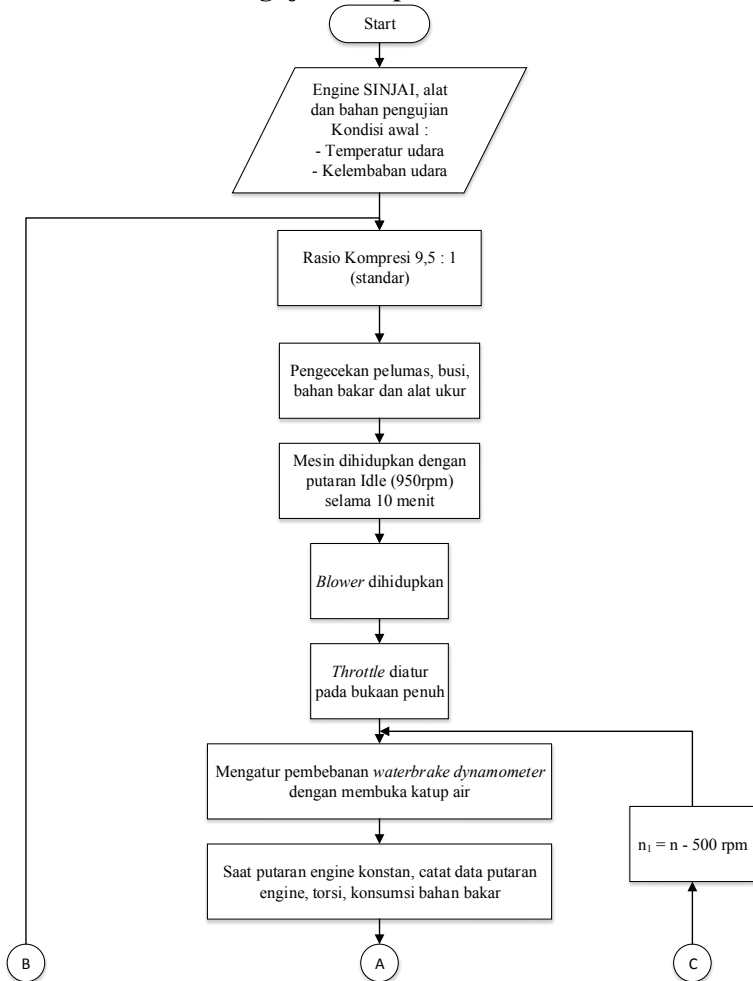
Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter input dan output sehingga hasil dari

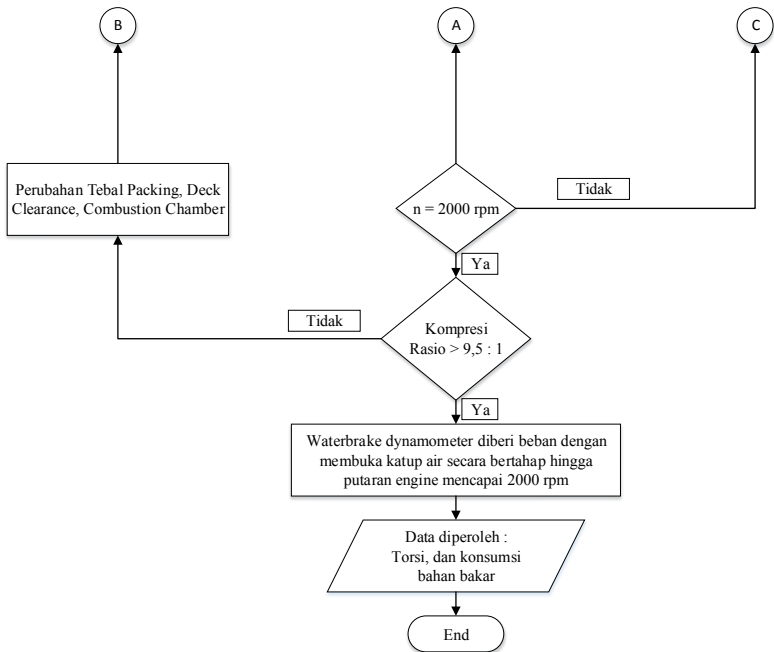
Adapun beberapa perancangan penelitian akan disajikan dalam table berikut:

Tabel 3.1 Parameter Input Dan Output Eksperimen

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Engine SINJAI 650cc berbahan bakar <i>bi-fuel</i> • Properties bahan bakar (bensin) 	<ul style="list-style-type: none"> • Rasio Kompresi: <ul style="list-style-type: none"> - 9,5 : 1 - 10,5 : 1 - 11,5 : 1 - 12,5 : 1 • Putaran mesin (rpm) <ul style="list-style-type: none"> - 2000 - 2500 - 3000 - 3500 - 4000 - 4500 - 5000 	<ul style="list-style-type: none"> • Torsi (N.m) • Emisi gas buang: <ul style="list-style-type: none"> - CO - CO₂ - HC • \dot{m} bahan bakar • \dot{m} udara 	<ul style="list-style-type: none"> • bmep (kPa) • AFR • Daya (kW) • Sfc • η thermal • η volumetris • lambda (λ)

3. 4. 7 Flowchart Pengujian Eksperimental





Gambar 3.23 Flowchart Eksperimen

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil pengukuran dengan Metode Simulasi

Setelah mendapatkan ukuran dimensi *part engine* dengan cara pengukuran akan diinputkan pada *Lotus Engine Simulation* sebagai parameter – parameter untuk menghasilkan unjuk kerja dan kondisi operasional *engine* berupa simulasi. Berikut adalah parameter – parameter yang digunakan :

4.1.1 Intake Throttle

Data yang diinputkan pada komponen *intake throttle* diantaranya, *tipe throttle*, diameter *throttle*, derajat menutup, derajat membuka penuh dan diameter *spindle* seperti pada gambar 4.1 berikut.

Label	default intake throttl
Throttle Type	Butterfly ▼
Discharge Data Type	CF Fixed Value ▼
Discharge Directionality	Common ▼
Discharge CF	1.0000
Throttle Dia. (mm)	51.0000
Closed Angle (deg)	10.000
Throttle Angle (deg)	90.000
Spindle Dia. (mm)	9.0000
Harness Connector	Off ▼

Gambar 4.1 *Intake Throttle*

4.1.2 Intake Plenum


Data yang diinputkan pada komponen *intake plenum* adalah volume *plenum*, luas area *plenum*, dan temperatur dinding *plenum* seperti pada gambar 4.2 berikut

Label	default intake plenum
Volume (litres)	0.4036
Surface Area (mm ²)	1.0000e+003
Wall Temperature (°C)	30.0000
Plenum HTC (W/m ² /K)	0.00
Harness Connector	Off


Gambar 4.2 *Intake Plenum*

4.1.3 *Port Intake dan Exhaust*

Data yang diinputkan pada komponen *port intake* dan *exhaust* adalah diameter port dan tipe port seperti pada gambar 4.3 berikut.

Label	default intake port (cop
No of Valves	2
Valve Throat Dia (mm)	27.400
Port Type	Default Good Port
Port Data	
Harness Connector	Off

(a)





Label	default exhaust port
No of Valves	2
Valve Throat Dia (mm)	24.800
Port Type	Default Good Port ▾
Port Data	
Harness Connector	Off ▾

(b)





Gambar 4.3 (a) Menu *Port Intake* (b) Menu *Port Exhaust*
Pada LES

4.1.4 *Valve Intake dan Exhaust*

Data yang diinputkan pada komponen katup *intake* dan *exhaust* diantaranya, derajat pembukaan katup, derajat penutupan katup, tinggi angkat katup dan pemilihan jenis angkatan katup seperti pada gambar 4.4 berikut.

Label	default intake valve (co
Valve Open (deg)	25.00
Valve Close (deg)	43.00
Dwell at Max (deg)	0.0
Max Lift (mm)	7.800
MOP (deg)	99.00
Lift Option	Fast Lift Polynomial I ▾
Lift Option Data	
Data Action	Scale ▾
Opening Lash (mm)	0.00000
Closing Lash (mm)	0.00000
Valve Event Display	
Valve Timing Display	
Harness Connector	Off ▾
Model Option	Static ▾
Dynamic Model Data	

(a)










Label	default exhaust valve
Valve Open (deg)	53.00
Valve Close (deg)	15.00
Dwell at Max (deg)	0.0
Max Lift (mm)	7.800
MOP (deg)	-109.00
Lift Option	Fast Lift Polynomial I ▾
Lift Option Data	
Data Action	Scale ▾
Opening Lash (mm)	0.00000
Closing Lash (mm)	0.00000
Valve Event Display	
Valve Timing Display	
Harness Connector	Off ▾
Model Option	Static ▾
Dynamic Model Data	

(b)

Gambar 4.4 (a) Menu *Valve Intake* (b) Menu *Valve Exhaust* Pada LES

4.1.5 *Cylinder*



Data yang diinputkan pada komponen silinder diantaranya, diameter silinder, langkah piston, panjang batang *piston*, *pin off-set*, rasio kompresi, massa *piston*, massa *pin-piston*, massa batang *piston* dan massa poros engkol seperti pada gambar 4.5 berikut.

Label	cylinder1	Cylinder Phase Display	
Bore (mm)	76.0000	Cylinder Timing Display	
Stroke (mm)	71.0000	Harness Connector	Off ▾
Cyl Swept Volume (l)	0.32209	Mech Link Connector	Off ▾
Total Swept Volume (l)	0.64418	Transient Data	
Con-rod Length (mm)	106.27	Cyl Axis Angle (deg)	0.00
Pin Off-Set (mm)	0.00	Piston Mass (kg)	0.21000
Compression Ratio	9.50	Piston-Pin Mass (kg)	0.50000
Clearance Volume (l)	0.037893	Con-Rod Rot Mass (kg)	0.70000
Phase (ATDC)	0.00	Con-Rod Recip Mass (kg)	1.06440
Combustion Model		Con-Rod Inertia (kg.m²)	0.00000
Open Cycle HT		Piston Motion	
Closed Cycle HT		Motion Type	Std Crank Slider ▾
Surface Areas		User Sub Id No.	0
Surface Temperatures		User Sub Args	
Scavenge-Cylinder		User Sub Dll Type	Fortran ▾

Gambar 4.5 *Cylinder Head*

4.1.6 *Silencer*


Data yang diinputkan pada *silencer* adalah tipe *silencer* dan tipe koreksi seperti pada gambar 4.6 berikut.

Label	default exhaust silence
Silencer Type	Centre Baffle ▾
Graphical Data Display	
End Corrections	On ▾
Corrections Type	Default ▾
User Corrections Data	
Harness Connector	Off ▾
Target Mesh Length (mm)	1.000


Gambar 4.6 *Silencer*

4.1.7 *Fuel*

Data yang diinputkan pada komponen bahan bakar diantaranya, sistem pemasukan bahan bakar, tipe bahan bakar dan properties bahan bakar seperti pada gambar 4.7 berikut.

Label	
Fuel System	Port Injection ▾
Fuel Type	Gasoline ▾
Calorific Value (kJ/kg)	43000.0
Density (kg/litre)	0.7500
H/C Ratio Fuel (molar)	1.8000
O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	114.230
Maldistribution Factor	1.000
Conversion Tool	

(a)

Label	
Fuel System	Port Injection ▾
Fuel Type	Methane ▾
Calorific Value (kJ/kg)	46280.0
Density (kg/litre)	0.0007
H/C Ratio Fuel (molar)	3.8700
O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	17.423
Maldistribution Factor	0.000
Conversion Tool	

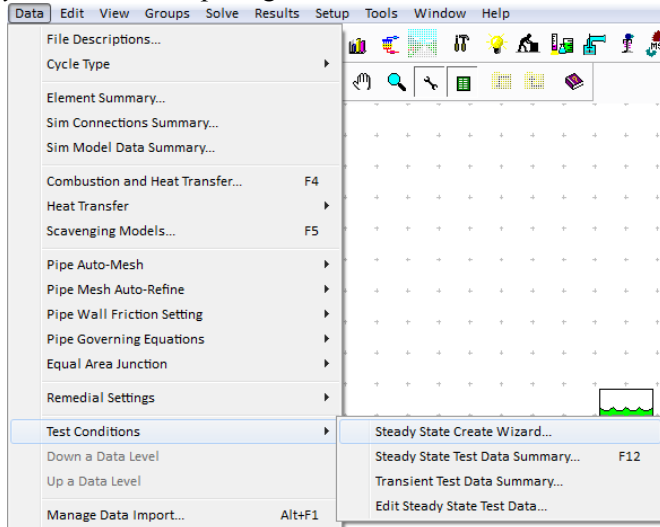
(b)

Gambar 4.7 (a) *Fuel Gasoline* (b) *Fuel CNG*

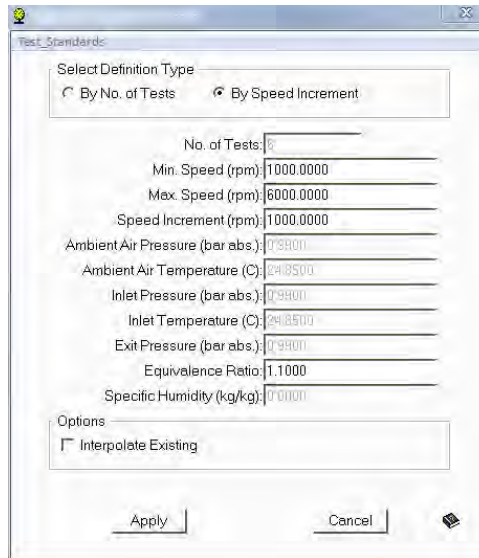
4.2 Pembahasan Hasil Simulasi *Lotus Engine Simulation*

4.2.1 Data Kondisi Pengujian

Dalam pengoperasian *engine* SINJAI 650cc untuk mendapatkan hasil unjuk kerja dengan menggunakan *Lotus Engine Simulation* ada parameter – parameter yang harus diinput terlebih dahulu. Data yang diinput pada *data* lalu *test conditions* dan *steady state wizard* seperti gambar 4.8 di bawah ini.

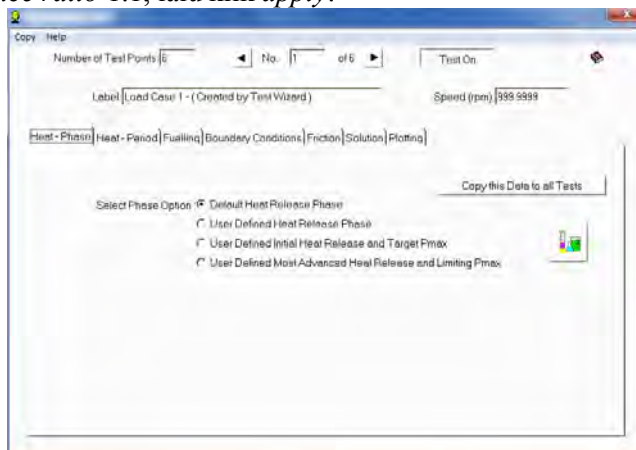


Gambar 4.8 Menu Pemilihan *Steady State Create Wizard*



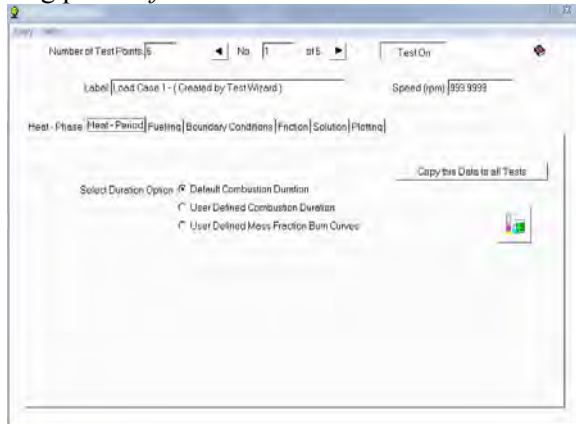
Gambar 4.9 Menu *Steady State Wizard*

Dari gambar test standard yang digunakan adalah SAEJ1349 (5/1985) yang harus diinputkan adalah *no. of test*, *minimum speed* (rpm) 1000, *maximum speed* (rpm) 6000 dan *equivalence ratio* 1.1, lalu klik *apply*.

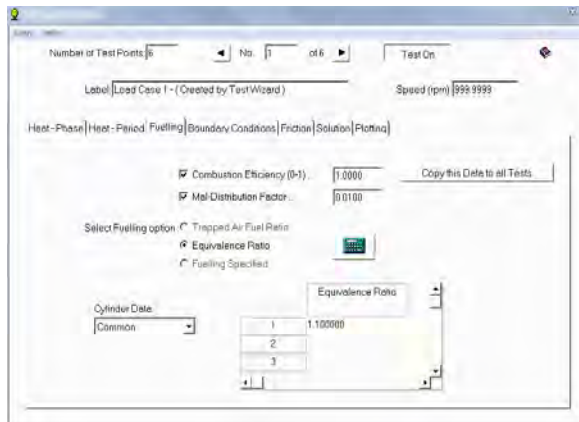


Gambar 4.10 Menu *Heat – Phase* Pada LES

Dari *test condition data*, pilih *heat phase* lalu pilih *default heat phase release*. Dimana *heat phase* adalah kondisi yang menentukan timing terjadinya pembakaran di ruang bakar. Dengan memilih menu *default*, maka simulasi akan menentukan timing pembakaran yang paling optimum sesuai dengan kebutuhan engine. Dan pada menu *heat period*, combustion duration disetting pada *default combustion duration*.

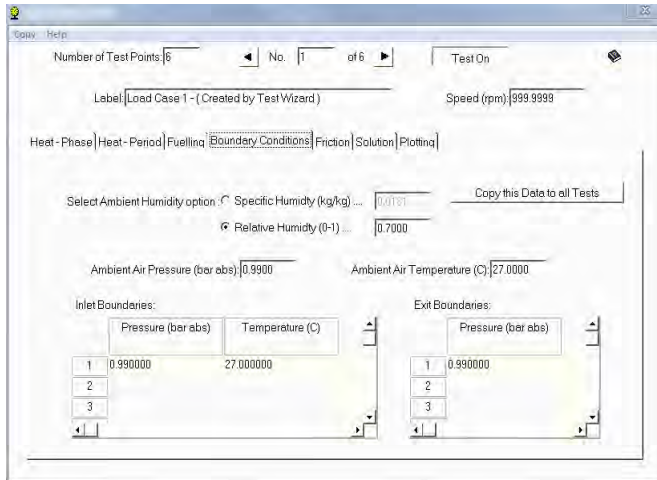


Gambar 4.11 Menu *Heat – Period* Pada LES



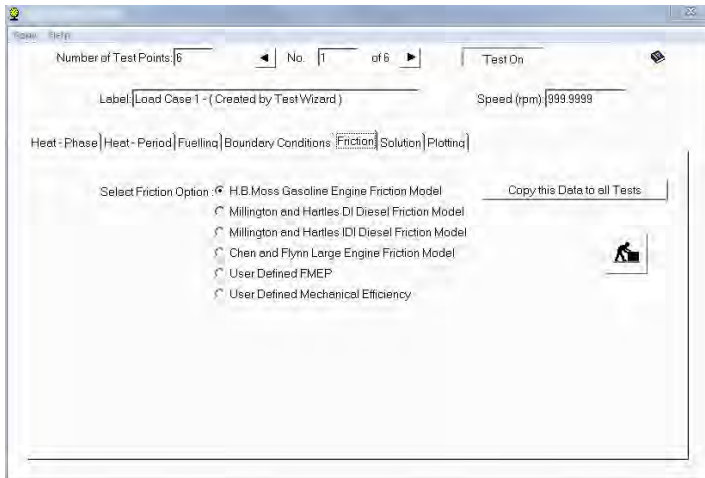
Gambar 4.12 Menu *Fuelling* Pada LES

Parameter yang terdapat pada menu *fuelling* adalah *combustion efficiency*, *mal-distribution* dan *equivalence ratio*. Combustion efficiency diinputkan 1 yang berarti efisiensi pembakaran terjadi 100% pada ruang bakar dan *equivalence ratio* 1,1 sesuai dengan nilai stokiometri dari bahan bakar *gasoline* dan 1 untuk bahan bakar CNG.

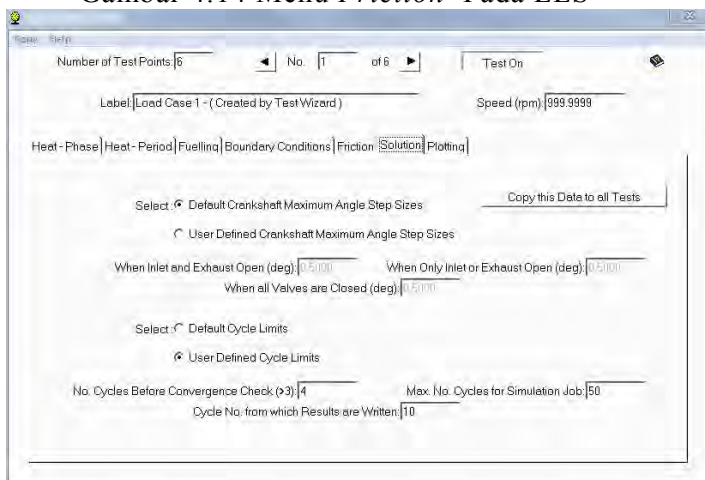


Gambar 4.13 Menu *Boundary Conditions* Pada LES

Parameter yang terdapat pada *boundary condition* diantaranya *relative humidity*, *ambient temperature*, *ambient air pressure*. Relatif humidity diinputkan 0.7 sesuai dengan diagram psychrometric, ambient temperature menggunakan 27 °C dan ambient air pressure 0.99 bar sesuai kondisi udara lingkungan. Dan pada menu *friction* menggunakan H.B Moss Gasoline Engine Friction Model.



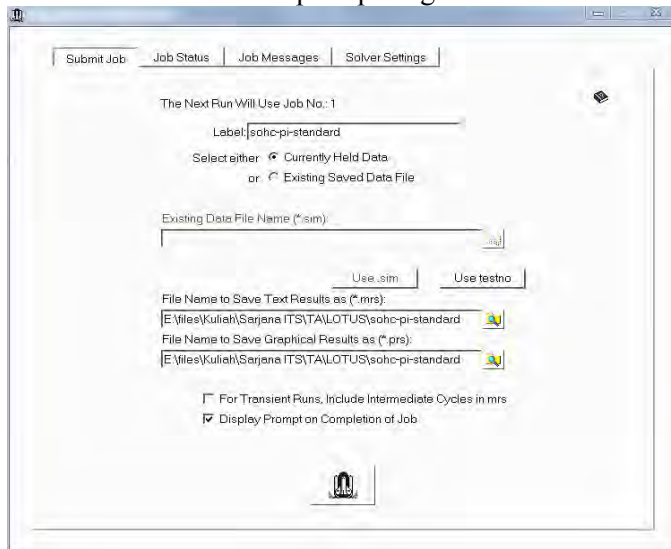
Gambar 4.14 Menu *Friction* Pada LES



Gambar 4.15 Menu *Solution* Pada LES

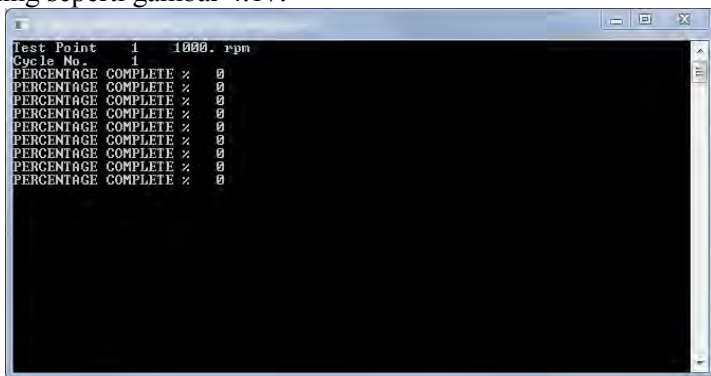
Pada menu *solution*, pilih *user defined cycle limits* dan gunakan *max no. cycle for simulation job* 50. Menu *solution* ini berfungsi layaknya iterasi, semakin banyak iterasi maka akan menurunkan nilai *error* yang terjadi, sehingga hasil simulasi dapat konvergen dan menghasilkan hasil data yang valid.

Setelah selesai menginput data pada *test condition data wizard*, langkah berikutnya adalah melakukan *running model* yaitu dengan memilih menu *solve*, kemudian pilih *solve control*, maka akan muncul windows seperti pada gambar 4.16 berikut.



Gambar 4.16 Menu *Solver* LES

Kemudian klik *solver* kemudian akan muncul proses running seperti gambar 4.17.



Gambar 4.17 *Solver Window*

Saat hasil *running* selesai maka akan muncul data berupa file .mrs dan .prs yang dapat dibuka melalui *text document* maupun *result viewer* pada software LOTUS.

Tabel 4.1 Input Data Pada Pengujian

Kondisi Pengujian	
<i>Heat – Phase</i>	<i>Default Heat Release Phase</i>
<i>Heat Period</i>	<i>Default Combustion Duration</i>
<i>Fuelling</i>	
<i>Comb. Efficiency</i>	1.000
<i>Mal – Distribution Factor</i>	0.0100
<i>Equivalence Ratio</i>	1.05
<i>Boundary Conditions</i>	
<i>Relative Humidity</i>	0.700
<i>Amb. Air. Press. (bar abs)</i>	0.990
<i>Amb. Air. Temp. (°C)</i>	27
<i>Friction</i>	<i>H. B. Moss Gasoline Engine Friction Model</i>
<i>Solution</i>	
<i>Crankshaft max. angle step sizes</i>	<i>Default</i>
<i>Max. No. Cycles for Simulation Job</i>	50
<i>Cycle No. from which Results are Written</i>	10
<i>Plotting</i>	<i>Default Plotting Options</i>

Tabel 4.2 Input Data *Properties* Bahan Bakar

<i>Fuel</i>		
<i>Fuel System</i>	<i>Port Injection</i>	
<i>Fuel Type</i>	<i>Gasoline</i>	<i>CNG</i>
<i>Cal. Value (KJ/Kg Dep.Var)</i>	43000	46280
<i>Density (Kg/Liter Dep.Var)</i>	0.750	0.0007

<i>H/C Ratio Fuel (molar_Dep.Var)</i>	1.800	3.870
<i>O/C Ratio Fuel (molar_Dep.Var)</i>	0.000	0.000
<i>Molecular Mass(Kg/kmol_Dep.Var)</i>	114.230	17.423
<i>Mal-Distribution Factor (Dep.Var)</i>	1.000	0.000

Tabel 4.3 Input Data Dimensi Komponen *Inlet*

<i>Intake Throttle</i>	
<i>Throttle Type</i>	<i>Butterfly</i>
<i>Throttle Dia (mm)</i>	51
<i>Closed Angle (deg)</i>	10°
<i>Throttle Angle (deg)</i>	90°
<i>Spindle Dia (mm)</i>	9
<i>Intake Plenum</i>	
<i>Volume (litres)</i>	0.4036
<i>Surface Area (mm²)</i>	1000
<i>Wall Temperature (°C)</i>	30
<i>Intake Port</i>	
<i>No. Of Valve</i>	2
<i>Valve Throat Dia (mm)</i>	27.4
<i>Port Type</i>	<i>Default Good Port</i>
<i>Intake Valve</i>	
<i>Valve Open (deg)</i>	25°
<i>Valve Close (deg)</i>	43°
<i>Dwell at Max (deg)</i>	0°
<i>Max Lift (mm)</i>	7.8
<i>MOP (deg)</i>	99
<i>Opening Lash (mm)</i>	0
<i>Closing Lash (mm)</i>	0

Tabel 4.4 Input Data Dimensi *Engine* SINJAI

<i>Cylinder</i>	
<i>Bore (mm)</i>	76
<i>Stroke (mm)</i>	71
<i>Cl. Swept Vol. (l Dep.Var)</i>	0.32209
<i>Tot. Swept Vol. (l Dep.Var)</i>	0.64418
<i>Con-Rod Length (mm)</i>	106.27
<i>Pin Off-Set (mm)</i>	0
<i>Compression Ratio</i>	9.5
<i>Clearance Vol. (l Dep.Var)</i>	0.040261
<i>Phase (ATDC)</i>	<i>Default Good Port</i>
<i>Combustion Model</i>	Single Wiebe
<i>A Constant</i>	5
<i>M Constant</i>	2
<i>Open Cycle HT</i>	Woschni
<i>A Constant</i>	3.26
<i>B Constant</i>	9.12
<i>C Constant</i>	0.834
<i>SR</i>	0
<i>Closed Cycle HT</i>	Woschni
<i>A Constant</i>	3.26
<i>B Constant</i>	4.56
<i>C Constant</i>	0.616
<i>D Constant</i>	0.00324
<i>G Constant</i>	1.33
<i>SR</i>	0
<i>Surface Area</i>	<i>Default</i>
<i>Head/Bore (Ratio)</i>	1.2
<i>Piston/Bore (Ratio)</i>	1.1
<i>Exp. Liner Length at TDC (mm)</i>	8.35
<i>No. Of Liner Segment</i>	20
<i>Surface Temp.</i>	<i>Define Material and Coolant Properties</i>

<i>Scavenge-Cylinder</i>	<i>Perfect Displacement Scavenging Model</i>
<i>Transient Data</i>	
<i>Cly. Axis Angle (deg)</i>	0
<i>Piston Mass (Kg)</i>	0.21
<i>Piston</i>	0.50
<i>Con-rod Recip. Mass (Kg)</i>	
<i>Con-rod Inertia (Kg.m²)</i>	0.70
<i>Motion Type Standar Slider Crank</i>	1.0644

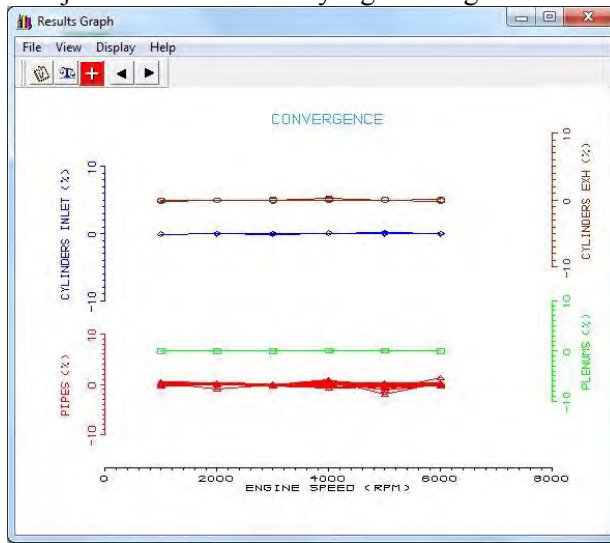
Tabel 4. 5 Input Data Dimensi Komponen *Outlet*

<i>Exhaust Port</i>	
<i>No. Of Valve</i>	4
<i>Valve Throttle Dia (mm)</i>	24.8
<i>Port Type</i>	<i>Default Good Port</i>
<i>Exhaust Valve</i>	
<i>Valve Open (deg)</i>	53°
<i>Valve Close (deg)</i>	15°
<i>Dwell at Max (deg)</i>	0°
<i>Max Lift (mm)</i>	7.8
<i>MOP (deg)</i>	-109
<i>Opening Lash (mm)</i>	0
<i>Closing Lash (mm)</i>	0
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>
<i>Model Opt</i>	<i>Static</i>

4.2.2 Konvergensi Simulasi

Pada LOTUS Engine Simulation, batasan error sesuai dengan default konvergensi simulasi. Seperti *cylinder inlet* dan *exhaust* memiliki batasan error 0.5%, sedangkan untuk *pipe* memiliki batasan error sebesar 3%. Apabila nilai *error* melebihi batasan yang diizinkan tersebut maka hasil simulasi tidak

konvergen dan hasil tersebut tidak valid. Sebagai contoh, gambar 4.18 menunjukkan hasil simulasi yang konvergen.



Gambar 4.18 Grafik Konvergensi File (.mrs) Pada LES

Pada grafik nilai error (dalam %) fungsi rpm, grafik warna coklat menunjukkan nilai error untuk kalkulasi pada *average cylinder exhaust* dengan kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna biru menunjukkan nilai *error* untuk kalkulasi pada *average cylinder inlet* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Grafik warna hijau menunjukkan nilai error untuk kalkulasi pada plenum dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.2%. Sedangkan Grafik warna merah menunjukkan nilai error untuk kalkulasi pada *pipe* dengan kisaran kisaran 0.1% hingga 0.9%. Dengan hasil seperti gambar maka hasil kalkulasi dapat dikatakan konvergen dan valid, karena nilai *error* lebih kecil dari nilai *error* yang diizinkan.

4.2.3 Data Hasil Unjuk Kerja dengan Metode Simulasi

Dari hasil simulasi dapat diperoleh beberapa informasi unjuk kerja engine berupa format file. Dimana format file tersebut mengandung parameter-parameter berupa nilai unjuk kerja,

grafik, video distribusi panas dan lain-lain. Format file yang dihasilkan berupa (.prs), (.mrs), dan (.gif). Berikut adalah contoh beberapa format file yang dapat ditampilkan:

4.2.3.1 Format File (.prs)

Format file (.prs) yang dihasilkan *LOTUS Engine Simulation* dapat dibuka dengan *Notepad* pada *windows*. File tersebut berisikan informasi data input dan hasil kalkulasi setiap parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya hasil kalkulasi *flowrate*, temperatur, tekanan, *heat – transfer*, komposisi gas buang, konvergensi dan lain-lain. Selain itu juga terdapat besaran unjuk kerja *engine*, seperti torsi, daya, bmep, bsfc, efisiensi thermal dan efisiensi volumetris.

File Edit Format View Help

```

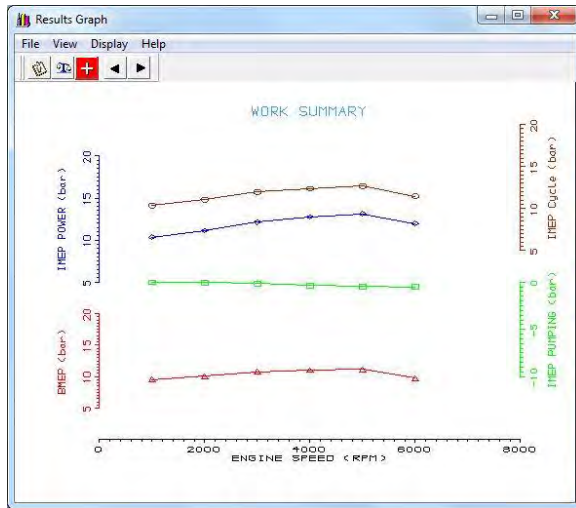
Stop : 1      0.000 % { - }
Stop : 2      0.000 % { - }
=====
Performance Summary
=====
Eng.Speed [rev/min]  B.Power [kw]  B.Torque [Nm]  BMEP [bar]  BSFC [g/kw/hr]  V.Eff. [%]  Min.Int.Plen.Press. [bar]  Conve
-----
1000.0      4.20      40.08      7.82      310.65      82.1      0.990      Ye
2000.0      8.58      40.97      7.99      309.04      83.6      0.989      Ye
3000.0      13.49     42.95     8.38      315.19      89.3      0.989      Ye
4000.0      18.08     43.16     8.42      326.82      93.0      0.987      Ye
5000.0      22.77     43.49     8.48      333.59      95.7      0.986      Ye
6000.0      23.92     38.07     7.43      351.52      88.0      0.985      Ye
=====
Concise Format Summary
=====
1000.0  4.20  40.08  7.82  310.65  82.1  0.990  Yes ( 9)
2000.0  8.58  40.97  7.99  309.04  83.6  0.989  Yes ( 11)
3000.0  13.49  42.95  8.38  315.19  89.3  0.989  Yes ( 9)
4000.0  18.08  43.16  8.42  326.82  93.0  0.987  Yes ( 7)
5000.0  22.77  43.49  8.48  333.59  95.7  0.986  Yes ( 7)
6000.0  23.92  38.07  7.43  351.52  88.0  0.985  Yes ( 7)
=====
$ start of echo of input data file
$

```

Gambar 4.19 Data Hasil Kalkulasi Pada File (.prs)

4.2.3.2 Format File (.mrs)

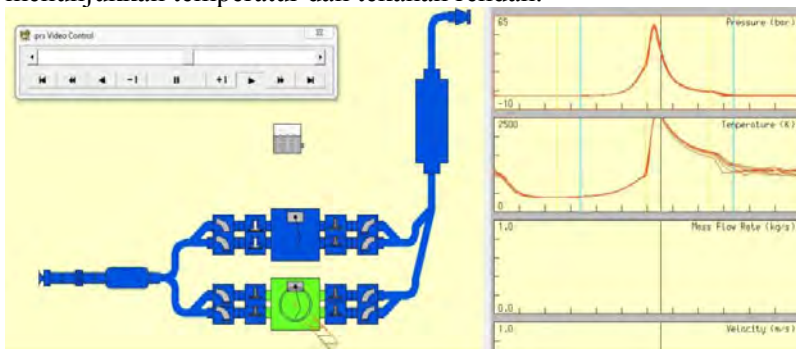
Format file (.mrs) yang dihasilkan hanya dapat dibuka dengan aplikasi *LOTUS Engine Simulation*. File tersebut berupa grafik yang menunjukkan parameter unjuk kerja *engine*. Contohnya grafik *airflow*, combustion, konvergensi, torsi, daya, bmep, bsfc dan efisiensi volumetris.



Gambar 4.20 Grafik Pada File (.mrs)

4.2.3.3 Format File (.gif)

Untuk me-record format file (.gif) yang dihasilkan *LOTUS Engine Simulation* dibutuhkan aplikasi lain, yaitu GIFmaker. Dimana file ini mengilustrasikan distribusi panas dan tekanan yang terjadi pada *engine*. Warna merah menunjukkan temperatur dan tekanan tinggi sedangkan warna biru menunjukkan temperatur dan tekanan rendah.



Gambar 4.21 Ilustrasi Pada File (.gif)

4.3 Data Hasil Penelitian Mesin SINJAI 650cc dengan Metode Eksperimen

Pada bab ini akan dijelaskan tentang penelitian yang telah dilakukan. Penelitian ini menggunakan Mesin SINJAI 650cc SOHC berbahan bakar *bi – fuel* dengan sistem *port injection*. Parameter yang dilakukan selama pengambilan data dengan variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja mesin. Variasi rasio kompresi yang dilakukan adalah 9,5; 10,5; 11,5; 12,5.

Setelah melakukan pengujian diperoleh nilai dari parameter – parameter unjuk kerja dan kondisi operasional *engine*. Parameter – parameter yang didapat akan digunakan sebagai referensi untuk data yang akan dianalisa dalam bentuk grafik torsi, daya, tekanan efektif rata – rata (bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (bsfc), efisiensi thermal, efisiensi volumetris, temperature kerja dan emisi gas buang *engine*. Berikut adalah salah satu hasil pengukuran unjuk kerja dan kondisi operasional *engine* dengan bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar :

Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Unjuk Kerja *Engine* Standar

Rpm	Gaya Lengan Torsi (Kg)	Waktu Konsumsi bahan bakar 10 ml (s)	Selisih Ketinggian Pitot (mm)
2000	8.2	12.13	2.1
2500	9.2	10.42	3.9
3000	10.3	8.77	7
3500	9.9	7.8	8.7
4000	9.1	7.12	10.6
4500	8.5	6.56	11.6
5000	8	6.04	13.5

Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Kondisi Operasional *Engine* Standar

Rpm	Temperatur (°C)					Emisi Gas Buang		
	Head	Block	Exhaust	Pendingin	Pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)
2000	68	73	550	72	80	1.11	8.1	378
2500	74	74	582	83	86	0.447	12.23	184
3000	77	77	628	90	94	0.378	13.35	102
3500	79	79	677	91	101	0.842	13.31	85
4000	62	72	722	82	100	0.449	13.54	63
4500	70	70	737	81	100	0.659	13.87	82
5000	72	72	749	84	104	1.14	12.34	101

4.4 Contoh Perhitungan Eksperimen

Tujuan dari perhitungan yang dilakukan ini untuk mengetahui nilai setiap unjuk kerja dari mesin SINJAI 650cc. Dalam penelitian ini ada parameter – parameter yang dihitung. Parameter tersebut adalah torsi, daya efektif (bhp), tekanan efektif rata – rata (bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (bsfc), efisiensi thermal, *Air Fuel Ratio* (AFR), Lamda (λ), dan efisiensi volumetris. Agar didapatkan data penelitian yang lebih baik, maka dapat dilakukan pengujian mesin dengan kondisi standar tanpa variasi. Contoh perhitungan ini diambil pada data penelitian awal mesin dengan bahan bakar bensin dan CNG. Adapun data yang digunakan pada kondisi putaran mesin 3000 rpm.

4.4.1 Perhitungan Torsi

Torsi adalah ukuran kemampuan mesin untuk melakukan kerja, jadi torsi adalah suatu energi. Besaran torsi adalah besaran turunan yang biasa digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Adapun rumusan dari torsi adalah sebagai berikut :

$$\text{Torsi} = F \times R \text{ (Nm)}$$

Dimana :

$$F = \text{gaya tangensial (N)}$$

R = panjang lengan *waterbrake dynamometer* (m)

Data gaya torsi pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar dengan putaran *engine* 3000 rpm didapatkan nilai sebesar 10,3 kg. Lalu menggunakan rumus torsi dimana :

$$\text{Torsi} = F \times R$$

$$\text{Torsi} = m \times g \times R$$

$$\text{Torsi} = 10,3 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,4 \text{ m}$$

$$\text{Torsi} = 40,4172 \text{ Nm}$$

4.4.2 Perhitungan Daya (BHP)

Daya adalah besarnya kerja motor yang diberikan ke poros *output* mesin yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Daya pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar dengan putaran 3000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$Bhp = 2\pi \times n \times T / 1000 \text{ (kW)}$$

Dimana : T = Torsi (Nm)

n = putaran poros *waterbrake dynamometer* (rps)

Data yang digunakan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut :

- $\pi = 3,14$

- putaran poros *waterbrake dynamometer* =

$$3000 \text{ rpm} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 50 \text{ rps}$$

- torsi = 40,4172 Nm

$$Bhp = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \text{ (kW)}$$

$$Bhp = 2 \times 3,14 \times 50 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 40,4172 \text{ Nm} / 1000$$

$$Bhp = 12,703 \text{ kW}$$

4.4.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Proses pembakaran udara dengan bahan bakar akan menghasilkan tekanan yang bekerja pada torak sehingga menghasilkan langkah kerja. Besar tekanan tersebut berubah-ubah sepanjang langkah torak tersebut. Jika diambil suatu tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada torak dan menghasilkan kerja

yang sama, maka tekanan tersebut disebut dengan tekanan efektif rata-rata (BMEP).

BMEP pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar dengan putaran *engine* 3000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$Bmep = \frac{bhp \times z}{A \times L \times n \times i}$$

Dimana :

Bhp = daya motor (kW)

A = Luas penampang torak (m²)

L = panjang langkah torak (m)

i = jumlah silinder

n = putaran mesin (rps)

Z = 2 (motor 4 langkah)

Data yang digunakan untuk menghitung tekanan efektif rata-rata adalah sebagai berikut :

- bhp = daya motor = 12,703 kW
- D = diameter piston = 0,076 m
- L = panjang langkah torak = 0,071 m
- I = jumlah silinder = 2
- N = putaran mesin ==

$$3000 \text{ rpm} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 50 \text{ rps}$$

- Z = 2 (motor 4 langkah)

Dari data diameter piston diatas, dapat ditentukan luas permukaan piston, yaitu :

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \times (0,076 \text{ m})^2 = 4,5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Selanjutnya untuk mencari BMEP :

$$Bmep = \frac{12,703 \text{ kW} \times 2}{0,004534 \text{ m}^2 \times 0,071 \text{ m} \times 50 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 2}$$

$$Bmep = 790,724 \text{ kPa} = 7,907 \text{ bar}$$

4.4.4 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine*, yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh

motor untuk menghasilkan tenaga. Pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin standar dan rasio kompresi standar dengan putaran engine 3000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$Sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Pada pegujian massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\dot{m}_{bb} = \rho_{bensin} \times Q$$

Data yang digunakan untuk menghitung *specific fuel consumption* adalah sebagai berikut :

- ρ bensin $= 0,749 \frac{kg}{l}$
- debit bahan bakar $= 0,01 l$
- waktu konsumsi bahan bakar $= 8,77 s$
- bhp = daya motor $= 12,703 kW$

➤ menghitung m bahan bakar

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \times Q$$

$$m_{bb} = 0,749 \frac{kg}{l} \times 0,01 l$$

$$m_{bb} = 0,00749 kg$$

➤ menghitung \dot{m} bahan bakar

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s}$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{0,00749 kg}{8,77 s}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,000854048 kg/s$$

➤ Menghitung konsumsi bahan bakar spesifik

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \times \frac{3600 s}{1 jam}$$

$$bsfc = \frac{0,000854048 \frac{kg}{s}}{12,703 kW} \times \frac{3600 s}{1 jam}$$

$$bsfc = 242,044 \frac{kg}{kW.jam}$$

4.4.5 Perhitungan Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan

bakar bensin dan rasio kompresi standar dengan putaran *engine* 3000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\eta_{th} = \left(\frac{bhp}{\dot{m}_{bb} \times Q_{in}} \right) \times 100\%$$

Data yang digunakan untuk menghitung efisiensi termal adalah sebagai berikut :

$$bhp = 12,703 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = 0,000854048 \text{ kg/s}$$

$$Q_{in} = 43000 \frac{KJ}{kg} \text{ (diketahui energi kalor bahan bakar premium)}$$

$$\eta_{th} = \left(\frac{12,703 \text{ kW}}{0,000617477 \frac{kg}{s} \times 43000 \frac{kJ}{kg}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 25,9418\%$$

4.4.6 Perhitungan Air Fuel Ratio (AFR)

AFR merupakan perbandingan laju aliran udara dan laju aliran bahan bakar. Pada *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar dengan putaran *engine* 3000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\text{Air/fuel ratio (A/F)} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}$$

Data yang digunakan untuk menghitung *air fuel ratio* adalah sebagai berikut :

- $\dot{m}_{udara} = 0,01446188 \frac{kg}{s}$
- $\dot{m}_{bensin} = 0,000770833 \text{ kg/s}$

$$AFR = \frac{0,01446188 \frac{kg}{s}}{0,000854048 \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 16,933$$

4.4.7 Perhitungan Lamda (λ)

Lamda adalah perbandingan AFR secara aktual dengan AFR secara teoritis. AFR secara teoritis untuk bensin adalah 14,7 sedangkan AFR secara teoritis untuk CNG adalah 17. Pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bensin dengan putaran *engine* 3000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\lambda = \frac{AFR \text{ aktual}}{AFR \text{ teoritis}}$$

Data yang digunakan untuk menghitung lamda adalah sebagai berikut :

- AFR aktual = 16,933
- AFR teoritis dari bensin = 14,7

$$\lambda = \frac{AFR \text{ aktual}}{AFR \text{ teoritis}}$$

$$\lambda = \frac{16,933}{14,7}$$

$$\lambda = 1,152$$

4.4.8 Perhitungan Efisiensi Volumetris

Efisiensi volumetris adalah kemampuan mesin dalam menghisap udara dan didefinisikan sebagai kemampuan udara aktual yang terisap pada kondisi atmosfer terhadap *volume* langkah dari mesin. Efisiensi volumetris pada bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar putaran 3000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\eta_v = \left(\frac{2 \times \dot{m}_{udara}}{\rho_{udara} \times V_d \times n} \right) \times 100\%$$

Dimana :

$$\dot{m}_{udara} = \text{massa udara masuk} = 0,01446188 \frac{kg}{s}$$

$$\rho_{udara} = \text{massa jenis udara} = 1,1763 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_d = \text{volume displacement} = \text{total piston} \times \text{stroke} \times A_{piston} = 2 \times 0,071 \text{ m} \times 4,5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_d = 643,856 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$n = \text{putaran mesin} = 50 \text{ rps}$$

$$\eta_v = \left(\frac{2 \times 0,01446188 \frac{kg}{s}}{1,1763 \frac{kg}{m^3} \times 643,856 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 50 \frac{rev}{s}} \right) \times 100\%$$

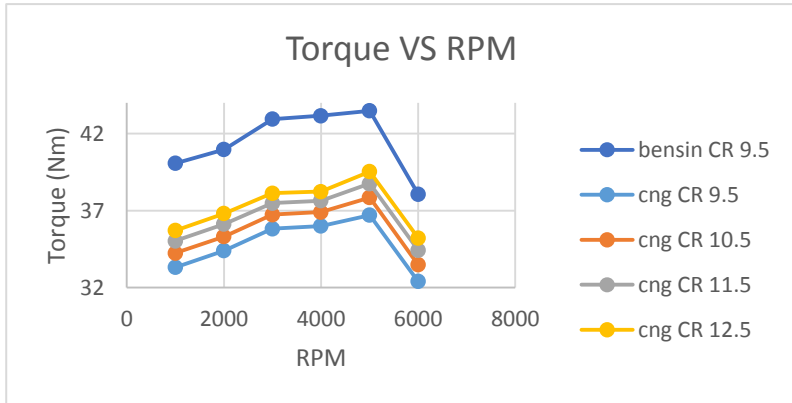
$$\eta_v = 76,38\%$$

4.5 Analisa Unjuk Kerja

Dalam penelitian ini akan membahas unjuk kerja berupa torsi, daya, tekanan efektif rata – rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris yang dipengaruhi oleh variasi rasio kompresi pada tiap putaran (rpm).

4.5.1 Grafik Komparasi Antara *Gasoline* Dengan CNG pada *Port Injection* SOHC Simulasi

4.5.1.1 Grafik Komparasi Torsi vs Rpm *Gasoline* Dengan CNG Simulasi



Gambar 4.22 Grafik Komparasi Torsi Vs Rpm *Gasoline* Dengan Cng Sohc Simulasi

Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Dalam kehidupan sehari-hari, torsi dari *engine* berguna untuk menaikkan laju kendaraan. Dari grafik torsi fungsi putaran *engine*, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu lalu torsi mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran *engine*, maka turbulensi aliran campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Tetapi semakin tinggi putaran juga akan mempengaruhi hasil pembakarannya karena karakteristik bahan bakar yang membutuhkan waktu untuk dapat terbakar secara menyeluruh sehingga menyebabkan terjadinya selang waktu merambatnya loncatan bunga api terhadap campuran udara dan

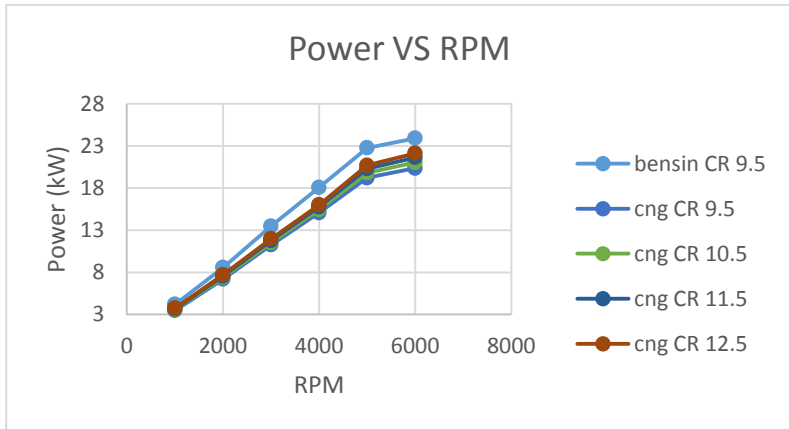
bahan bakar yang akan menghasilkan sisa hasil pembakaran yang lebih besar jumlahnya.

Pada gambar 4.22 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Besarnya torsi disebabkan oleh tekanan yang dihasilkan ruang bakar dimana tekanan tersebut dipengaruhi oleh rasio kompresi yang dimiliki oleh suatu *engine*. Diketahui dari diagram P – V apabila merubah posisi volume langkah akan memperkecil luasan kerja dan akan meningkatkan tekanan pada ruang bakar. Maka meningkatnya rasio kompresi dapat meningkatkan nilai torsi juga. Torsi maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 5000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 47,26 N.m dan untuk CNG sebesar 39,54 N.m. Dapat dikatakan pula bahwa torsi CNG mengalami penurunan 16,33 % dibandingkan premium. Berdasarkan rumus $T = m \times g \times R$ dan $m = \rho \times V$ dapat dianalisa bahwa torsi yang dihasilkan CNG lebih rendah dari bensin karena diketahui nilai densitas dari CNG yang lebih rendah sehingga massa yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit dan mempengaruhi nilai torsi yang menurun sehingga dapat mengakibatkan energi yang dihasilkan lebih kecil. Faktor lainnya juga karena kecepatan perambatan api yang rendah selama pembakaran sehingga kalor dari CNG tidak dapat dirubah menjadi kerja secara maksimal.

Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan peningkatan torsi rata –rata dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase kenaikan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase kenaikan adalah 7,184 % untuk CNG dan 8,085 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan

menghasilkan torsi lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.1.2 Grafik Komparasi Daya vs Rpm Gasoline Dengan CNG Simulasi



Gambar 4.23 Grafik Komparasi Daya Vs Rpm Gasoline Dengan Cng Sohc Simulasi

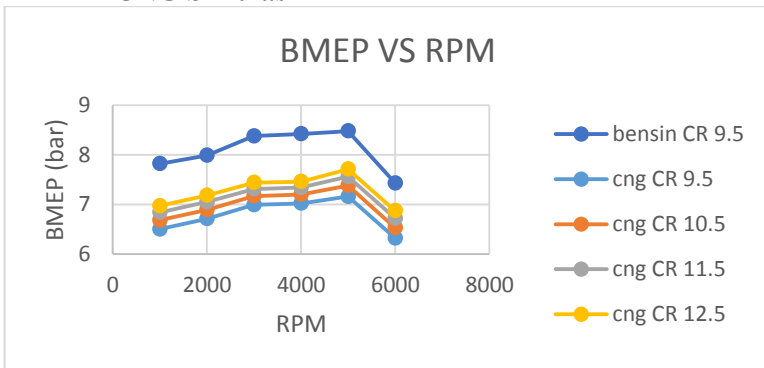
Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada tiga jenis yaitu *indicative power*, *brake horse power* dan *friction horse power*. Pada putaran rendah, fhp relative lebih rendah dan akan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran engine. Secara teoritis, ketika putaran engine meningkat, maka daya *engine* juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros. Berdasarkan gambar 4.23, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan akan semakin meningkat. Karena daya merupakan fungsi torsi, maka daya juga akan mengalami penurunan pada putaran mesin tertentu.

Pada gambar 4.23 menunjukkan grafik daya fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang

terbentuk adalah cenderung meningkat di setiap putaran *engine* dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Daya maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 6000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 26,19 kW dan untuk CNG sebesar 22,13 kW. Dapat dikatakan pula bahwa torsi CNG mengalami penurunan 15,502 % dibandingkan premium.

Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan peningkatan daya rata –rata dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase kenaikan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase kenaikan adalah 7,401 % untuk CNG dan 8,271 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan menghasilkan daya lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.1.3 Grafik Komparasi Bmep vs Rpm Gasoline Dengan CNG Simulasi



Gambar 4.24 Grafik Komparasi Bmep Vs Rpm Gasoline Dengan Cng Sohc Simulasi

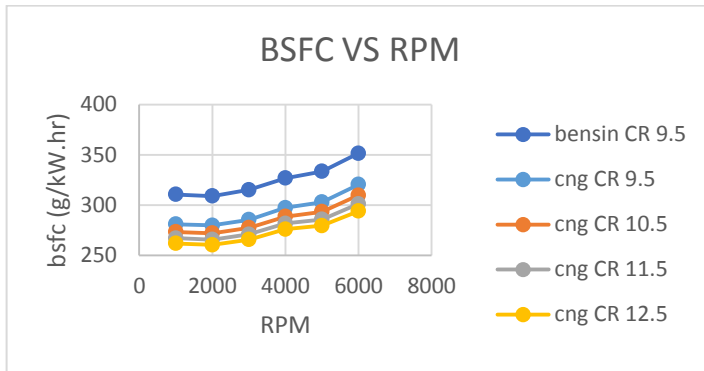
Besarnya tekanan yang dialami *piston* berubah-ubah sepanjang langkah *piston* tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan

kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata. Torsi dari suatu *engine* dipengaruhi oleh bmep, sehingga grafik dari bmep identik dengan torsi, dengan naiknya putaran maka bmep semakin besar. Hal ini terjadi karena tekanan dalam ruang bakar akan semakin meningkat dengan jumlah pembakaran yang terjadi. Namun setelah mencapai titik puncak tertentu akan menurun, karena ledakan yang dihasilkan pembakaran tidak hanya bermanfaat untuk menghasilkan daya, akan tetapi juga digunakan untuk mengatasi *losses-losses* yang terjadi. Dari grafik bmep fungsi putaran *engine*, terlihat adanya tren kenaikan tekanan efektif rata-rata mulai dari putaran rendah hingga mencapai tekanan efektif rata-rata maksimum pada putaran tertentu lalu bmep mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi.

Pada gambar 4.24 menunjukkan grafik bmep fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Bmep maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 5000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 9,22 bar dan untuk CNG sebesar 7,71 bar. Dapat dikatakan pula bahwa bmep CNG mengalami penurunan 16,377 % dibandingkan premium.

Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan peningkatan bmep rata – rata dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase kenaikan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase kenaikan adalah 7,199 % untuk CNG dan 8,079 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan menghasilkan bmep lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.1.4 Grafik Komparasi Bsfc vs Rpm Gasoline Dengan CNG Simulasi



Gambar 4.25 Grafik Komparasi Bsfc Vs Rpm Gasoline Dengan Cng Sohc Simulasi

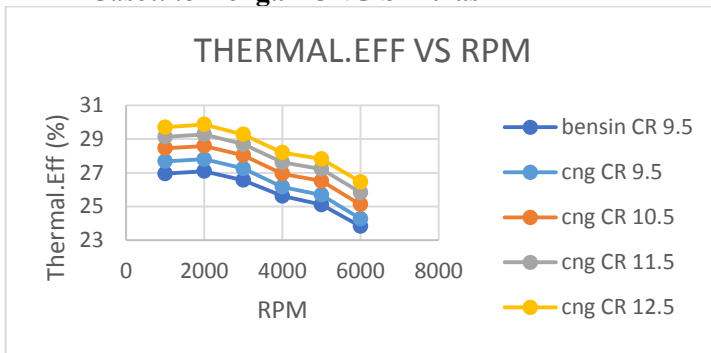
Specific fuel consumption atau konsumsi bahan bakar spesifik dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya konsumsi bahan bakar spesifik tergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Faktor yang menentukan pembakaran yang sempurna adalah homogenitas campuran bahan bakar dan udara, waktu yang tersedia untuk melakukan pembakaran, serta kaya miskinnya campuran udara yang masuk kedalam ruang bakar. Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada saat putaran mesin rendah ke putaran mesin tinggi akan mengalami penurunan hingga pada putaran mesin tertentu akan meningkat lagi. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pembakaran yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar (*unburnt fuel*). *Unburnt fuel* inilah yang terbuang dan tidak menjadi energi yang berguna, sehingga menyebabkan naiknya pemakaian bahan bakar spesifik.

Pada gambar 4.25 menunjukkan grafik bsfc fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus*

Engine Simulation dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Bsfc minimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 2000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 286,08 g/kW.hr dan untuk CNG sebesar 260,43 g/kW.hr. Dapat dikatakan pula bahwa bsfc CNG mengalami penurunan 8,966 % dibandingkan premium. Dan juga dengan adanya peningkatan rasio kompresi maka jumlah bahan bakar yang akan masuk ke ruang bakar lebih sedikit karena volume ruang bakar mengalami pengecilan.

Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan penurunan bsfc rata –rata dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase kenaikan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase penurunan adalah 7,321 % untuk CNG dan 7,853 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan menghasilkan bsfc lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.1.5 Grafik Komparasi Efisiensi Thermal vs Rpm *Gasoline Dengan CNG Simulasi*



Gambar 4.26 Grafik Komparasi Efisiensi Thermal Vs Rpm
Gasoline Dengan Cng Sohc Simulasi

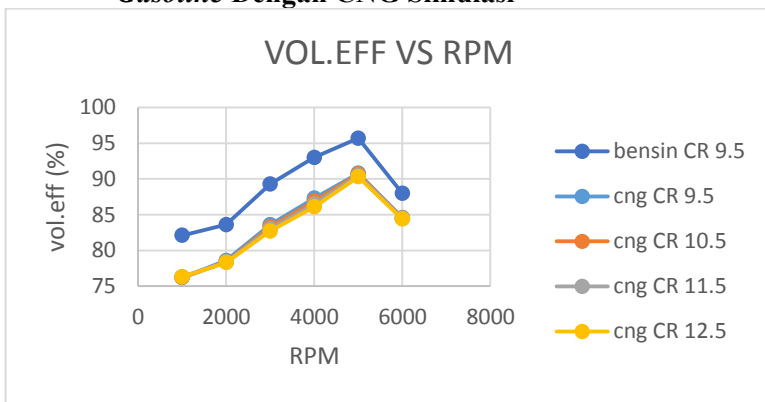
Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi thermal tergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Pada saat putaran 1000 rpm, maka pencampuran bahan bakar berlangsung kurang baik, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada putaran 2000 rpm turbulensi bahan bakar dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang tertinggi. Dan dikarenakan juga nilai efisiensi termal berbanding lurus dengan jumlah bahan bakar yang akan masuk ke ruang bakar. Berdasarkan hasil grafik bsfc didapatkan nilai minimumnya terdapat pada putaran 2000 rpm sehingga akan berpengaruh terhadap nilai efisiensi termal. Pada penambahan putaran *engine* yang terlalu tinggi justru turbulensi yang terjadi cukup besar sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik tetapi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga bahan bakar banyak yang terbuang.

Pada gambar 4.26 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Efisiensi thermal minimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 2000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 29,26 % dan untuk CNG sebesar 29,87 %. Dapat dikatakan pula bahwa efisiensi thermal CNG mengalami peningkatan 2,085 % dibandingkan premium. Efisiensi thermal yang dihasilkan CNG lebih tinggi dari bensin dikarenakan nilai kalor yang dimiliki CNG lebih besar dibandingkan premium sehingga energi yang dapat dilepaskan bahan bakar CNG akan lebih baik dan akan terus meningkat sehingga efisiensi juga akan meningkat.

Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan peningkatan efisiensi thermal rata –rata

dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase kenaikan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase kenaikan adalah 7,851 % untuk CNG dan 8,469 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan menghasilkan efisiensi thermal lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.1.6 Grafik Komparasi Efisiensi Volumetris vs Rpm Gasoline Dengan CNG Simulasi



Gambar 4.27 Grafik Komparasi Efisiensi Volumetris Vs Rpm Gasoline Dengan Cng Sohc Simulasi

Efisiensi volumetris adalah ukuran besarnya volume udara yang masuk kedalam silinder yang tergantung dari laju aliran udara, densitas udara dan putaran *engine*. Pada grafik efisiensi thermal fungsi putaran *engine* diatas memiliki tren grafik yang meningkat mulai dari putaran rendah 2000 rpm hingga titik optimum pada putaran 5000 rpm, kemudian akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin hingga putaran 6000 rpm.

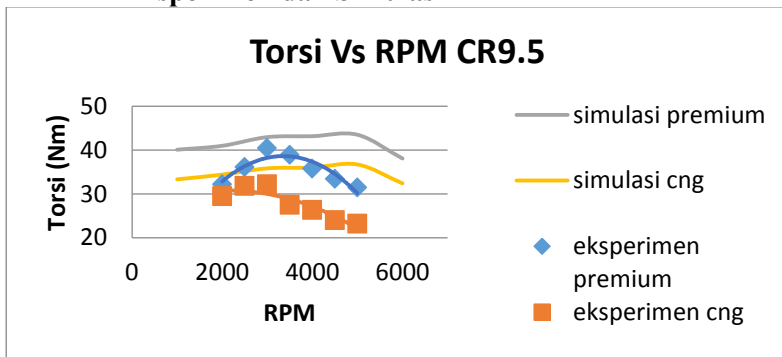
Pada gambar 4.27 menunjukkan grafik efisiensi volumetris fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline

yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Efisiensi volumetris maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 9,5 di putaran *engine* 5000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 95,7 % dan untuk CNG sebesar 90,8 %. Efisiensi volumetris yang dihasilkan CNG lebih rendah dari bensin dikarenakan massa jenis yang dimiliki CNG lebih kecil dibandingkan premium sehingga massa campuran bensin akan lebih baik dibandingkan CNG dan dapat berpengaruh terhadap efisiensi volumetris.

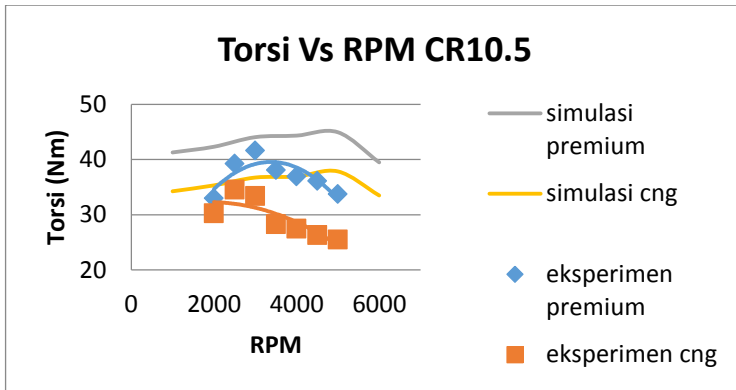
Dengan referensi data tabel C.1 dan C.2 untuk simulasi tersebut didapatkan peningkatan efisiensi volumetris rata –rata dengan rasio kompresi 12,5 untuk bahan bakar premium dan CNG menghasilkan presentase penurunan paling tinggi dari rasio kompresi standar 9,5. Presentase kenaikan adalah 0,598 % untuk CNG dan 0,376 % untuk premium. Maka dapat disimpulkan bahwa dengan merubah rasio kompresi menjadi 12,5 akan menghasilkan efisiensi volumetris lebih baik dibandingkan dari rasio kompresi standar.

4.5.2 Grafik Validasi Antara Eksperimen Dengan Simulasi pada *Port Injection* SOHC

4.5.2.1 Grafik Torsi vs Rpm *Port Injection* SOHC Eksperimen dan Simulasi



(a)



(b)

Gambar 4.28 Grafik Torsi Vs Rpm *Port Injection* Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5

Pada dasarnya suatu *engine* dapat menghasilkan energi dari proses pembakaran yang terjadi pada ruang bakar. Dimana energi kimia yang dirubah menjadi energi mekanik akan diteruskan menuju poros sehingga dapat menggerakkan sistem kendaraan tersebut. Gaya yang dihasilkan tersebut akan menghasilkan unjuk kerja apabila dikalikan dengan panjang porosnya. Unjuk kerja yang dihasilkan tersebut adalah torsi. Dari grafik torsi fungsi putaran *engine*, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu lalu torsi mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran *engine*, maka turbulensi aliran campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Putaran *engine* yang terus meningkat diatas 3000 rpm terjadi *losses* yang akan semakin besar sehingga torsi yang dihasilkan semakin rendah. Beberapa *losses* yang mungkin terjadi pada putaran tinggi di antaranya gesekan dimana semakin cepat putaran *engine* maka friksi yang terjadi juga semakin besar serta adanya pembakaran yang kurang sempurna karena

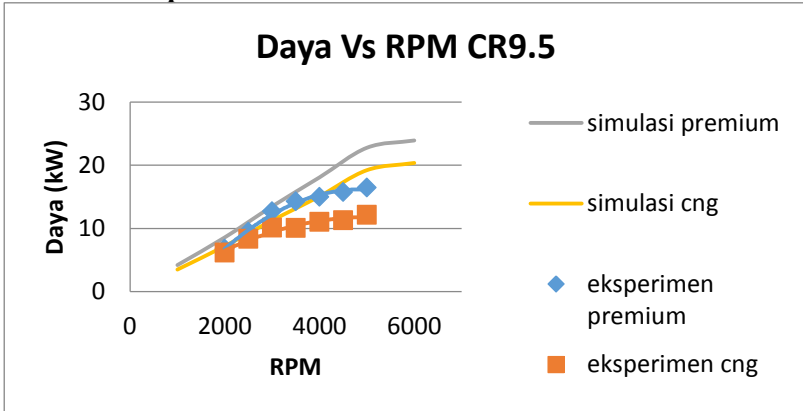
memerlukan waktu untuk membakar campuran bahan bakar dan udara.

Pada gambar 4.28 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan variasi rasio kompresi 9,5 dan 10,5 antara simulasi dengan eksperimen. Terlihat dari grafik bahwa torsi maksimum eksperimen pada rasio kompresi 9,5 untuk bahan bakar premium sebesar 40,41 N.m dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 32,17 N.m pada putaran 3000 rpm. Lalu torsi maksimum pada rasio kompresi 10,5 dihasilkan pada bahan bakar premium dengan 41,59 N.m dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 33,35 N.m pada putaran 3000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa torsi CNG mengalami penurunan 20,39 % pada rasio kompresi 9,5 dan 19,81 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan bensin. Untuk perbandingan nilai rata – rata pada simulasi menghasilkan nilai torsi lebih besar dibandingkan eksperimen sekitar 20,363 % untuk premium dan 28,78 % untuk CNG.

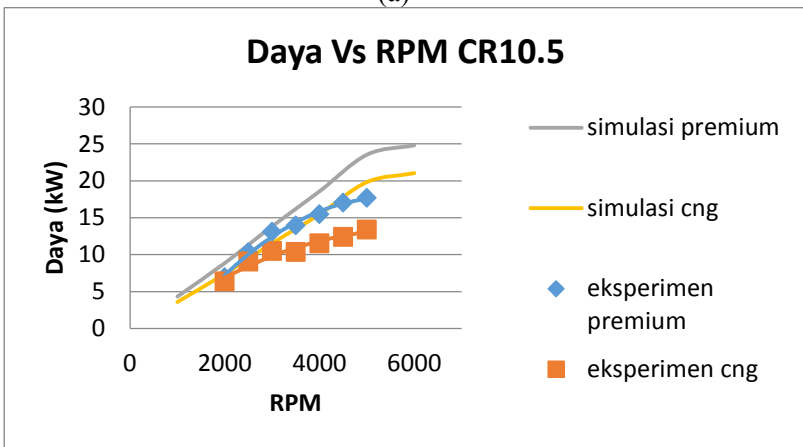
Terbentuknya perbedaan dari simulasi dengan eksperimen yang disebabkan berbagai faktor. Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa torsi maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai torsi rata – rata yang dihasilkan. Untuk analisa grafik, torsi yang dihasilkan CNG lebih rendah dari bensin karena nilai densitas dari CNG yang lebih rendah sehingga massa yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit yang dapat mengakibatkan energi yang dihasilkan lebih kecil. Faktor lainnya juga karena kecepatan perambatan api yang rendah selama

pembakaran sehingga kalor dari CNG tidak dapat dirubah menjadi kerja secara maksimal.

4.5.2.2 Grafik Daya vs Rpm *Port Injection* SOHC Eksperimen dan Simulasi



(a)



(b)

Gambar 4.29 Grafik Daya Vs Rpm *Port Injection* Sohc
Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5

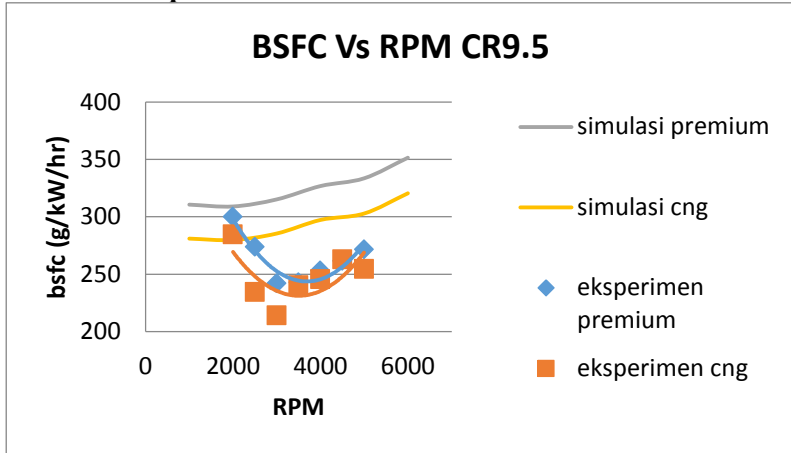
Besarnya daya motor atau *brake horse power* sebanding dengan torsi yang terjadi, karena hal ini berhubungan dengan beban pengereman oleh *waterbrake dynamometer* pada saat pengujian. Semakin besar beban pengereman maka akan semakin besar pula torsi yang terjadi. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros. Dari grafik daya fungsi putaran engine, terlihat adanya tren kenaikan daya mulai dari putaran rendah hingga mencapai daya maksimum pada putaran maksimum. Faktor yang terjadi juga sama dengan analisis yang mempengaruhi torsi.

Pada gambar 4.29 menunjukkan grafik daya fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan variasi rasio kompresi 9,5 dan 10,5. Terlihat dari grafik bahwa daya maksimum pada rasio kompresi 9,5 untuk bahan bakar premium sebesar 16,443 kW dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 12,127 kW pada putaran 5000 rpm. Lalu daya maksimum pada rasio kompresi 10,5 dihasilkan pada bahan bakar premium dengan 17,677 kW dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 13,36 kW pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa daya CNG mengalami penurunan 26,25 % pada rasio kompresi 9,5 dan 24,42 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Untuk perbandingan nilai rata – rata pada simulasi menghasilkan nilai lebih besar dibandingkan eksperimen sekitar 21,973 % untuk premium dan 33,611 % untuk CNG.

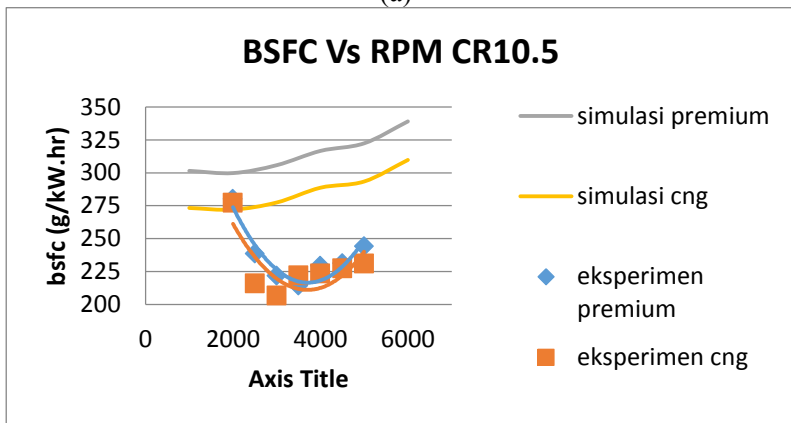
Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa daya maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang

berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai daya rata – rata yang dihasilkan.

4.5.2.3 Grafik Bsfcr vs Rpm *Port Injection* SOHC Eksperimen dan Simulasi



(a)



(b)

Gambar 4.30 Grafik Bsfcr Vs Rpm *Port Injection* Sohc
Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5

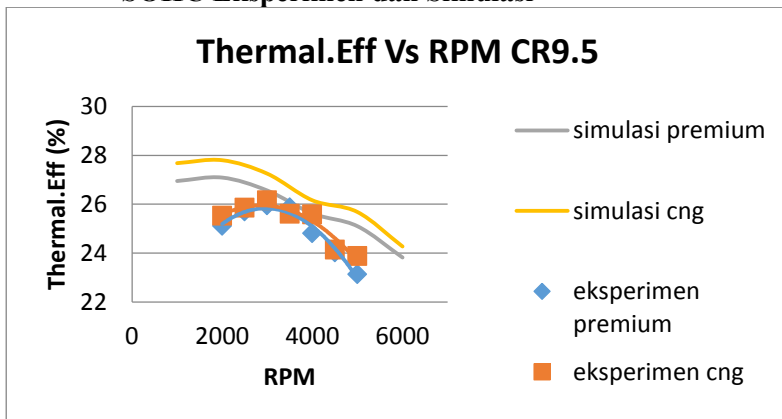
Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine*, yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Dari grafik bsfc fungsi putaran *engine* diatas, terlihat adanya tren penurunan bsfc mulai dari putaran 2000 rpm hingga mencapai bsfc optimum pada putaran 3500 rpm, lalu bsfc mengalami kenaikan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pembakaran yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar (*unburnt fuel*). *Unburnt fuel* inilah yang terbuang dan tidak menjadi energi yang berguna, sehingga menyebabkan naiknya pemakaian bahan bakar spesifik.

Pada gambar 4.31 menunjukkan grafik bsfc fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan variasi rasio kompresi 9,5 dan 10,5. Terlihat dari grafik bahwa bsfc minimum pada rasio kompresi 9,5 untuk bahan bakar premium sebesar 243,044 kg/kW.h dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 214,179 kg/kW.h pada putaran 3000 rpm. Lalu bsfc minimum pada rasio kompresi 10,5 dihasilkan pada bahan bakar premium dengan 221,789 kg/kW.h dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 206,619 kg/kW.h pada putaran 3000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa bsfc CNG mengalami penurunan 11,88 % pada rasio kompresi 9,5 dan 6,84 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Untuk perbandingan nilai rata – rata pada eksperimen menghasilkan nilai bsfc lebih besar dibandingkan simulasi sekitar 21,885 % untuk premium dan 17,433 % untuk CNG.

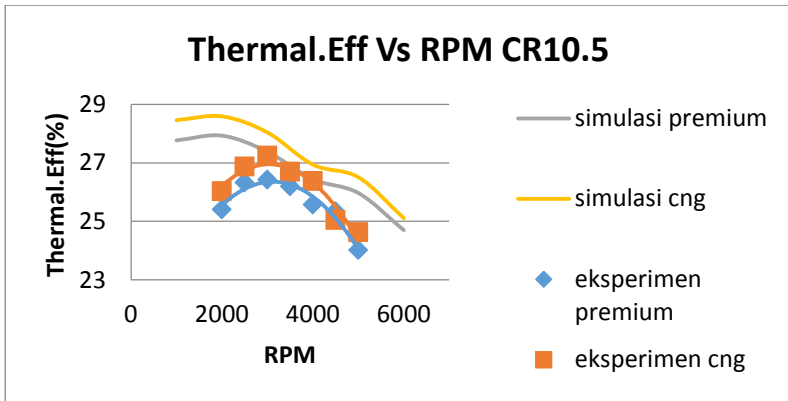
Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi

eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa bsfc maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai bsfc rata – rata yang dihasilkan. Bsfc yang dihasilkan CNG lebih rendah dari dikarenakan nilai kalor yang dimiliki oleh CNG lebih tinggi dari premium sehingga bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar lebih kecil terbentuknya sisa bahan bakar sehingga energi yang digunakan dapat lebih maksimal dan akan menurunkan pemakaian bahan bakar spesifiknya.

4.5.2.4 Grafik Effisiensi Thermal vs Rpm *Port Injection* SOHC Eksperimen dan Simulasi



(a)



(b)

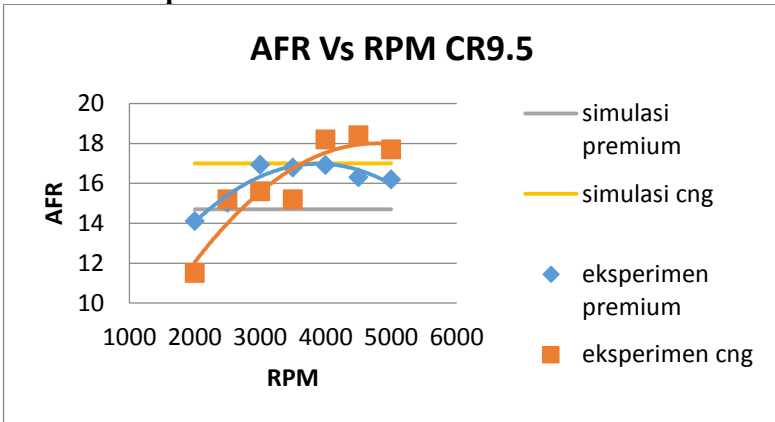
Gambar 4.31 Grafik Effsiensi Thermal Vs Rpm *Port Injection* Sohc Eksperimen Dan Simulasi
(a) CR 9.5 (b) CR 10.5

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi thermal tergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Pada grafik efisiensi thermal fungsi putaran *engine* diatas memiliki tren grafik yang meningkat mulai dari putaran rendah 2000 rpm hingga titik optimum pada putaran 3500 rpm, kemudian akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin hingga putaran 5000 rpm. Pada saat putaran rendah, maka pencampuran bahan bakar berlangsung kurang optimum, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada titik optimum turbulensi bahan bakar dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang tertinggi. Pada penambahan putaran *engine* yang terlalu tinggi justru turbulensi yang terjadi cukup besar sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik tetapi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga bahan bakar banyak yang terbuang.

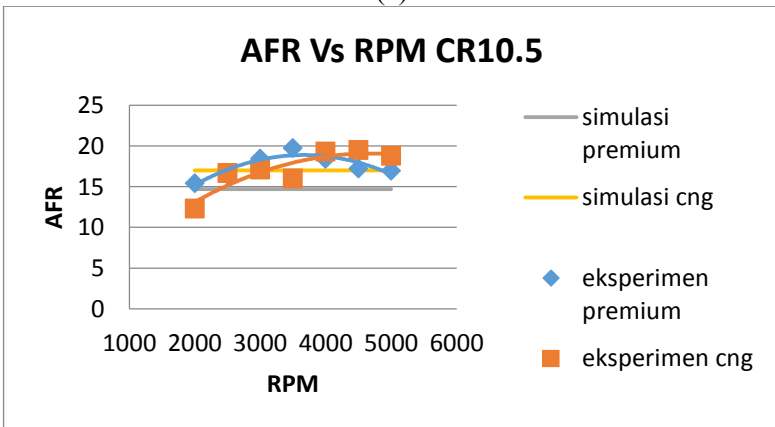
Pada gambar 4.32 menunjukkan grafik efisiensi thermal fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan variasi rasio kompresi 9,5 dan 10,5. Terlihat dari grafik bahwa efisiensi thermal maksimum pada rasio kompresi 9,5 untuk bahan bakar premium sebesar 25,94 % dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 26,16 % pada putaran 3000 rpm. Lalu efisiensi thermal maksimum pada rasio kompresi 10,5 dihasilkan pada bahan bakar premium dengan 26,423 % dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 27,242 % pada putaran 3000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa efisiensi thermal CNG mengalami peningkatan 0,848 % pada rasio kompresi 9,5 dan 3,099 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Untuk perbandingan nilai rata – rata pada simulasi menghasilkan nilai efisiensi thermal lebih besar dibandingkan eksperimen sekitar 4,62 % untuk premium dan 5,841 % untuk CNG.

Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa efisiensi thermal maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai efisiensi thermal rata – rata yang dihasilkan. Efisiensi thermal yang dihasilkan CNG lebih tinggi dari bensin dikarenakan nilai kalor yang dimiliki CNG lebih besar dibandingkan premium sehingga energi yang dapat dilepaskan bahan bakar CNG akan lebih baik dan akan terus meningkat sehingga efisiensi thermal juga akan meningkat.

4.5.2.5 Grafik AFR vs Rpm *Port Injection* SOHC Eksperimen dan Simulasi



(a)



(b)

Gambar 4.32 Grafik Afr Vs Rpm *Port Injection* Sohc
Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5

AFR adalah perbandingan campuran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder yang menjadi hal vital dalam proses pembakaran di ruang bakar. Terdapat presentasi yang

cukup besar untuk kemungkinan terjadinya pembakaran sempurna apabila suatu *engine* dapat beroperasi pada AFR stokiometri. Pada sistem pemasukan bahan bakar diatur oleh injector yang akan beroperasi jika mendapatkan sinyal yang diberikan oleh ECU. Sedangkan untuk udara yang masuk didapat dari *throttle body*. Besar kecilnya ukuran AFR akan dipengaruhi oleh udara yang masuk sehingga memberikan sinyal kepada ECU agar memberikan sinyal untuk injektor kuantitas bahan bakar yang akan digunakan untuk pembakaran. Pada grafik AFR fungsi putaran *engine* diatas memiliki tren grafik yang meningkat mulai dari putaran rendah 2000 rpm hingga titik optimum pada putaran 3500 rpm, kemudian akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin hingga putaran 5000 rpm.

Pada gambar 4.34 menunjukkan grafik AFR fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan variasi rasio kompresi 9,5 dan 10,5. Terlihat dari grafik bahwa AFR maksimum pada rasio kompresi 9,5 untuk bahan bakar premium sebesar 16,93 pada putaran 3000 rpm dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 18,4 pada putaran 4000 rpm. Lalu AFR maksimum pada rasio kompresi 10,5 dihasilkan pada bahan bakar premium dengan 19,74 pada putaran 3500 rpm dan kemudian ketika menggunakan CNG sebesar 19,5 pada putaran 4500 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa AFR CNG mengalami peningkatan 0,848 % pada rasio kompresi 9,5 dan 3,099 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Untuk perbandingan nilai rata – rata pada eksperimen menghasilkan nilai AFR lebih besar dibandingkan simulasi sekitar 8,34 % untuk premium dan simulasi lebih besar dibandingkan eksperimen sekitar 6,44 % untuk CNG.

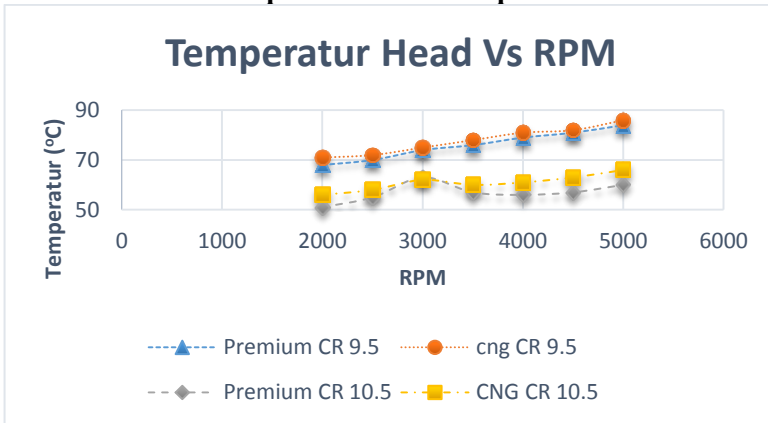
Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk

penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa AFR maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai AFR rata – rata yang dihasilkan.

4.5.3 Grafik Kondisi Operasional *Engine* Pada Eksperimen

Suatu *engine* tidak hanya dapat menghasilkan unjuk kerja tetapi juga dapat menghasilkan informasi kondisi operasional *engine*. Kondisi operasional tersebut seperti temperatur pada *engine* (*head*, *block*, *exhaust*, pendingin, dan pelumas) dan emisi gas buang (CO , CO_2 , O_2 , HC). Dimana nilai dari operasional *engine* akan mempengaruhi dari hasil unjuk kerjanya dikarenakan apabila temperatur *engine* yang terlalu tinggi akan mempengaruhi viskositas dari pelumasnya dan menghasilkan *friction* yang berlebih sehingga menyebabkan panas yang terbuang lebih besar. Lalu pada emisi gas buang menunjukkan reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar sesuai dengan stokiometri atau sebaliknya.

4.5.3.1 Grafik Temperatur *Head* vs Rpm



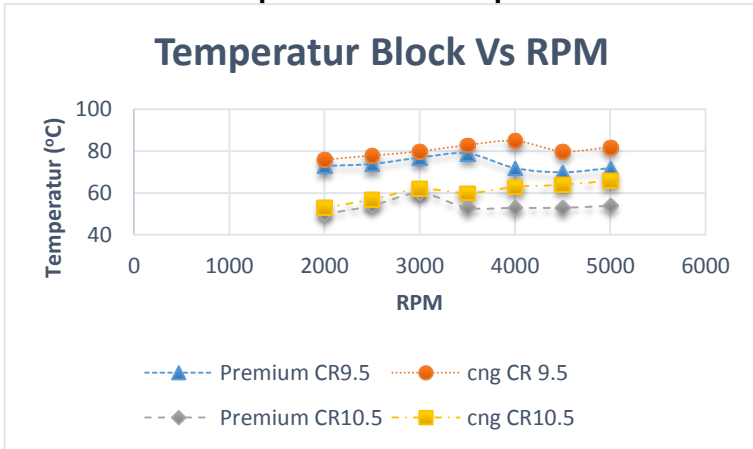
Gambar 4.33 Grafik Temperatur *Head* Vs Rpm Pada Eksperimen

Temperatur *Head* diukur pada dinding *head* silinder bagian luar sebagai indikasi temperatur pada ruang bakar. Semakin meningkatnya putaran *engine* maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur *engine*.

Gambar 4.35 menunjukkan terjadinya peningkatan trendline temperatur seiringnya putaran mesin. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai maksimum temperatur *head* pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG pada 86 °C dan untuk pengujian bensin pada 84 °C pada putaran 5000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG pada 66 °C dan untuk pengujian bensin pada 60 °C pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa temperatur *head* berbahan bakar CNG mengalami peningkatan 2,381 % pada rasio kompresi 9,5 dan 9,091 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* CNG yang lebih tinggi dari bensin sehingga proses

pembakaran bahan bakar CNG akan menaikkan temperatur *engine*.

4.5.3.2 Grafik Temperatur *Block* vs Rpm



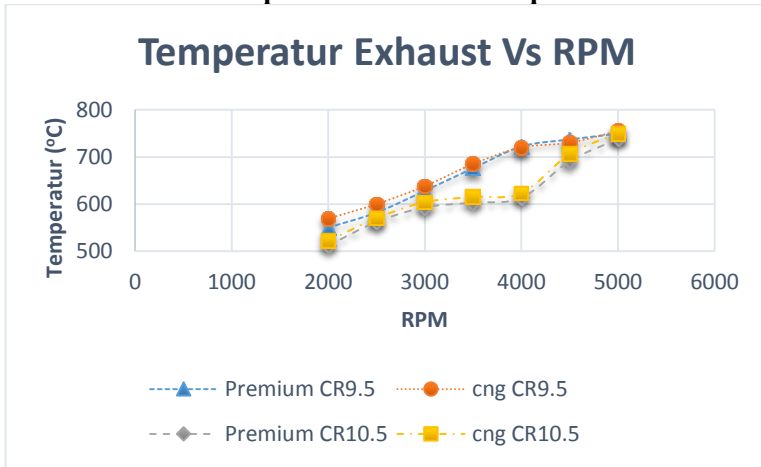
Gambar 4.34 Grafik Temperatur *Block* Vs Rpm Pada Eksperimen

Temperatur *block* diukur pada dinding *block* silinder bagian luar sebagai indikasi temperatur pada ruang bakar menggunakan *thermocouple*. Semakin meningkatnya putaran *engine* maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur *engine*.

Gambar 4.36 menunjukkan terjadinya peningkatan trendline temperatur seiringnya putaran mesin. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai maksimum temperatur *block* pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG pada 82 °C dan untuk pengujian bensin pada 72 °C pada putaran 5000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG pada 66 °C dan untuk pengujian bensin pada 54 °C pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa temperatur *block* berbahan bakar CNG mengalami peningkatan 13,89 % pada rasio kompresi

9,5 dan 22,22 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* CNG yang lebih tinggi dari bensin sehingga proses pembakaran bahan bakar CNG akan menaikkan temperatur *engine*.

4.5.3.3 Grafik Temperatur *Exhaust* vs Rpm



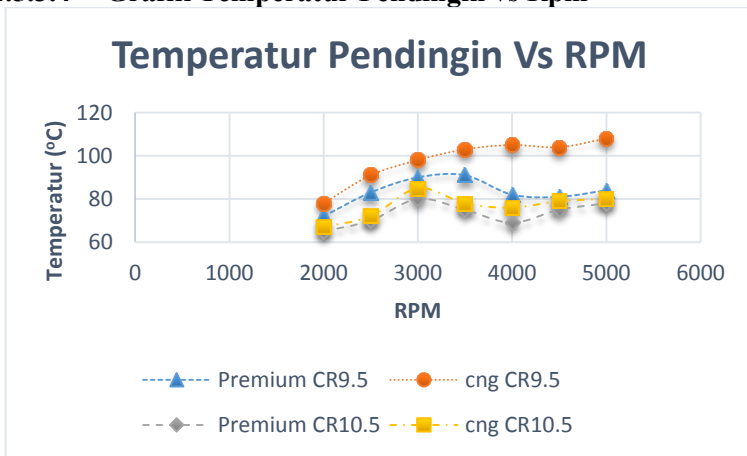
Gambar 4.35 Grafik Temperatur *Exhaust* Vs Rpm Pada Eksperimen

Temperatur *Exhaust* diukur pada lubang *exhaust* menggunakan *thermocouple*. Secara umum temperatur *exhaust* akan meningkat seiring meningkatnya putaran mesin yang disebabkan lebih membutuhkan campuran bahan bakar dan udara yang lebih tinggi untuk bisa dirubah menjadi daya. Peningkatan volume campuran bahan bakar dan udara tersebut menyebabkan pembakaran yang lebih besar dan menyebabkan peningkatan temperatur *exhaust* akibat adanya *losses* panas dimana sebagian ikut terbuang bersama gas buang.

Gambar 4.37 menunjukkan terjadinya peningkatan trendline temperatur dengan meningkatnya putaran mesin. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio

kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai maksimum temperatur *exhaust* pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG pada 755 °C pada dan untuk pengujian bensin pada 749 °C putaran 5000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG pada 750 °C dan untuk pengujian bensin pada 738 °C pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa temperatur *exhaust* berbahan bakar CNG mengalami peningkatan 0,8 % pada rasio kompresi 9,5 dan 1,626 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan premium. Hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* CNG yang lebih tinggi dari bensin sehingga proses pembakaran bahan bakar CNG akan menaikkan temperatur *engine* yang kemudian juga akan menaikkan temperatur *exhaust*.

4.5.3.4 Grafik Temperatur Pendingin vs Rpm



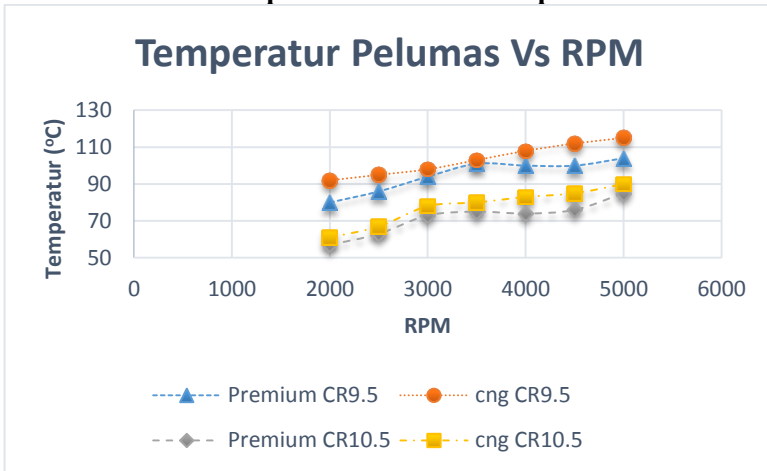
Gambar 4.36 Grafik Temperatur Pendingin Vs Rpm Pada Eksperimen

Temperatur pendingin diukur menggunakan *thermocouple* yang dipasang pada selang radiator. Pendingin (Radiator) berfungsi untuk melakukan sirkulasi pendinginan

menggunakan air sehingga dapat menjaga temperatur *engine* agar tidak terjadi *overheating*.

Gambar 4.38 menunjukkan terjadinya peningkatan trendline temperatur seiringnya putaran mesin. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai maksimum temperatur pendingin pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG pada 96 °C dan untuk pengujian bensin pada 84 °C pada putaran 5000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG pada 80 °C dan untuk pengujian bensin pada 78 °C pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa temperatur pendingin mengalami peningkatan 14,28 % pada rasio kompresi 9,5 dan 2,564 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan CNG. Hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* CNG yang lebih tinggi dari bensin sehingga proses pembakaran bahan bakar CNG akan menaikkan temperatur *engine* yang kemudian juga akan menaikkan temperatur pendingin untuk menyerap panas dari mesin.

4.5.3.5 Grafik Temperatur Pelumas vs Rpm



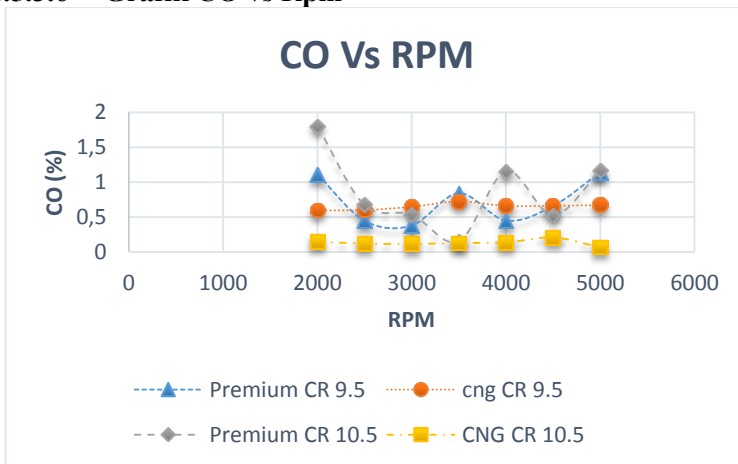
Gambar 4.37 Grafik Temperatur Pelumas Vs Rpm Pada Eksperimen

Temperatur pelumas diukur menggunakan *thermocouple* yang dipasang pada lubang *stick* oli. Oli merupakan komponen penting dalam mesin karena dapat mengurangi gesekan dan keausan. Oli juga digunakan sebagai media penghantar panas dari piston ke silinder dan sebagai media pendingin. Temperatur pelumas meningkat seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Dengan naiknya putaran maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang timbul di ruang bakar akan diserap oli sehingga temperatur oli juga naik. Faktor lainnya juga akibat piston dan ring piston mengalami pemuaian pada saat putaran tinggi, akibatnya gesekan antara ring piston dan dinding silinder juga semakin besar. Hal tersebut juga yang akan meningkatkan temperatur pelumas.

Gambar 4.39 menunjukkan terjadinya peningkatan trendline temperatur seiringnya putaran mesin. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai maksimum temperatur pelumas pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG pada 115 °C

dan untuk pengujian bensin pada 104 °C pada putaran 5000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG pada 90 °C dan untuk pengujian bensin pada 85 °C pada putaran 5000 rpm. Dapat dikatakan pula bahwa temperatur pelumas mengalami peningkatan 10,577 % pada rasio kompresi 9,5 dan 5,88 % pada rasio kompresi 10,5 dibandingkan CNG. Hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* CNG yang lebih tinggi dari bensin sehingga proses pembakaran bahan bakar CNG akan menaikkan temperatur *engine* yang kemudian juga akan menaikkan temperatur oli untuk menyerap panas dari mesin.

4.5.3.6 Grafik CO vs Rpm

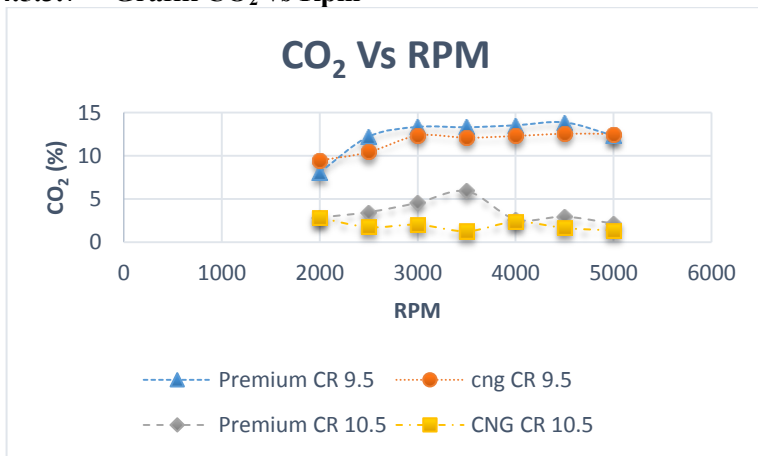


Gambar 4.38 Grafik CO Vs Rpm Pada Eksperimen

Karbonmonoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Karbonmonoksida pada gas buang kendaraan bermotor terjadi akibat kurang sempurnanya pembakaran di dalam ruang bakar. Ketidake sempurnaan pembakaran disebabkan karena kurangnya oksigen yang berikatan dengan bahan bakar ataupun juga bisa diakibatkan kurangnya waktu yang tersedia untuk menyelesaikan pembakaran.

Pada gambar 4.40 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif berbeda. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai minimum emisi gas buang CO pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG lebih tinggi dibandingkan bensin pada 0,647 % dan untuk pengujian bensin pada 0,378 % pada putaran 3000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG lebih rendah dibandingkan bensin pada 0,114 % pada putaran 3000 rpm dan untuk pengujian bensin pada 0,152 % pada putaran 3500 rpm. Hal ini dikarenakan campuran miskin serta pembakaran yang tidak sempurna di ruang bakar yang dapat membentuk kandungan CO.

4.5.3.7 Grafik CO₂ vs Rpm



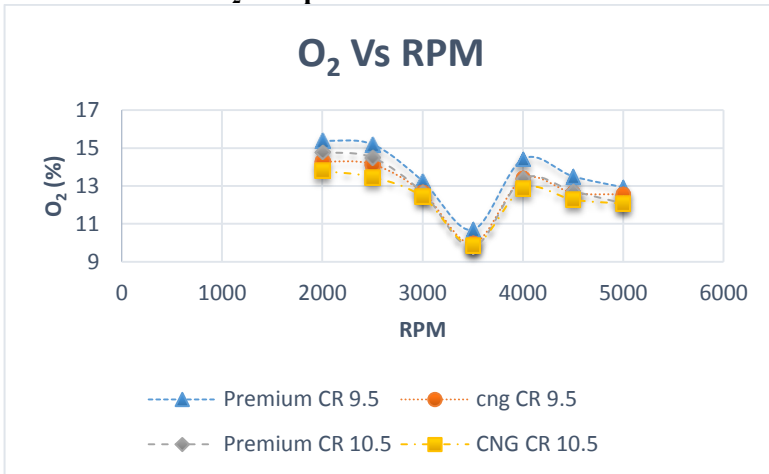
Gambar 4.39 Grafik CO₂ Vs Rpm Pada Eksperimen

Karbondioksida merupakan gas murni yang digolongkan tidak berbahaya yang timbul akibat hasil gas buang sisa pembakaran. Tetapi apabila dalam jumlah yang cukup besar dapat mengganggu sistem pernafasan dikarenakan lebih mendominasi

dibandingkan oksigen di udara sehingga manusia akan lebih cenderung menghirup kandungan CO₂.

Pada gambar 4.41 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO₂ dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama yaitu mengalami penurunan pada putaran 2000 rpm hingga putaran 5000 rpm. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai minimum emisi gas buang CO₂ pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG lebih tinggi dibandingkan bensin pada 9,46% dan untuk pengujian bensin pada 8,1 % pada putaran 2000 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG lebih rendah dibandingkan bensin pada 1,26 % pada putaran 3500 rpm dan untuk pengujian bensin pada 2,15 % pada putaran 5000 rpm. Hal ini dikarenakan pembakaran yang tidak sempurna di ruang bakar dimana semakin tinggi putaran menyebabkan peningkatan jumlah bahan bakar dan udara yang masuk ke ruang bakar sehingga ikatan rantai karbon bereaksi dengan oksigen menjadi CO₂. Parameter lainnya juga diakibatkan oleh temperatur yang tinggi akan merubah kandungan CO menjadi CO₂ selama pembakaran.

4.5.3.8 Grafik O₂ vs Rpm



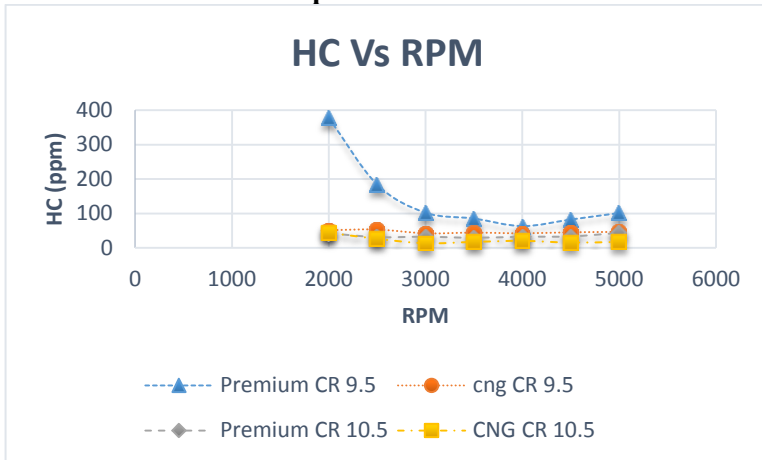
Gambar 4.40 Grafik O₂ Vs Rpm Pada Eksperimen

Oksigen merupakan gas murni yang digolongkan tidak berbahaya yang merupakan suatu syarat yang dibutuhkan dalam pembakaran. Tetapi apabila dalam jumlah yang cukup besar dapat mengganggu sistem pernafasan dikarenakan lebih mendominasi dibandingkan oksigen di udara sehingga manusia akan lebih cenderung menghirup kandungan O₂.

Pada gambar 4.42 menunjukkan hubungan antara gas O₂ dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama yaitu mengalami penurunan pada putaran 3000 rpm hingga putaran 3500 rpm lalu meningkat hingga 5000 rpm. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5 diperoleh bahwa nilai minimum gas O₂ pada rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG lebih rendah dibandingkan bensin pada 9,96 % dan untuk pengujian bensin pada 10,69 % pada putaran 3500 rpm. Kemudian pada rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG lebih tinggi dibandingkan bensin pada 9,87 % dan untuk pengujian bensin pada 9,78 % pada putaran 3500 rpm. Hal ini dikarenakan kandungan O₂ yang

terbakar di dalam ruang bakar terjadi dengan baik dan juga pengikatan terhadap kandungan CO sehingga membentuk kandungan CO_2 .

4.5.3.9 Grafik HC vs Rpm



Gambar 4.41 Grafik HC Vs Rpm Pada Eksperimen

Hidrokarbon yang tidak terbakar adalah akibat langsung dari pembakaran yang tidak sempurna. Selama proses kompresi dan pembakaran kenaikan tekanan pada ruang bakar akan memaksa sejumlah gas masuk melalui celah – celah kecil dalam ruang bakar, dimana gas ini akan keluar pada saat proses ekspansi dan langkah buang. Sumber lainnya adalah lapisan oli pelumas yang menempel pada dinding piston atau silinder head. Lapisan ini bisa menyerap dan melepaskan kembali komponen hidrokarbon dalam campuran (sebelum dan sesudah pembakaran) sehingga memungkinkan sejumlah bahan bakar lolos ketika terjadinya pembakaran.

Pada gambar 4.43 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang HC dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar bensin dan CNG pada rasio kompresi 9,5 dan 10,5

diperoleh bahwa nilai minimum emisi gas buang HC dengan rasio kompresi 9,5 menggunakan CNG lebih rendah dibandingkan bensin pada 42 ppm dan untuk pengujian bensin pada 63 ppm pada putaran 4000 rpm. Kemudian dengan rasio kompresi 10,5 menggunakan CNG lebih rendah dibandingkan bensin pada 17 ppm pada putaran 5000 rpm dan untuk pengujian bensin pada 31 ppm pada putaran 2500 rpm. Hal ini dikarenakan berat molekul yang dimiliki oleh bensin (114) lebih berat dibandingkan dengan CNG (16,04) dimana menjadi faktor pembentukan campuran yang homogen dengan udara. Parameter tersebut menyebabkan CNG lebih mudah terbakar sempurna dan tidak meminimalisir terbentuknya hidrokarbon.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan penelitian terhadap rasio kompresi pada mesin SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dapat diambil kesimpulan bahwa :

1. Dilihat dari hasil unjuk kerja yang didapatkan dari *engine* SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dipengaruhi oleh perubahan rasio kompresinya dikatakan bahwa dengan menaikkan nilai rasio kompresi dapat meningkatkan hasil unjuk kerja *engine* tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh *engine*. Dengan menggunakan simulasi dapat memberikan informasi presentasi kenaikan hasil unjuk kerja *engine*.
2. Hasil perbandingan simulasi unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* baik menggunakan bahan bakar premium ataupun CNG dengan rasio kompresi 12,5 lebih baik hasilnya dari rasio kompresi standar secara keseluruhan dengan hasil sebagai berikut:
 - Torsi rata – rata mengalami peningkatan 8,08% untuk premium dan peningkatan 7,18% untuk CNG.
 - Daya rata – rata mengalami peningkatan 8,27% untuk premium dan peningkatan 7,4% untuk CNG.
 - *Bmep* rata – rata mengalami peningkatan 8,079% untuk premium dan peningkatan 7,19% untuk CNG.

- *Bsfc* rata – rata mengalami penurunan 7,853% untuk premium dan penurunan 7,32% untuk CNG.
 - Efisiensi thermal rata – rata mengalami peningkatan 8,46 % untuk premium dan peningkatan 7,85% untuk CNG.
 - Efisiensi volumetris rata – rata mengalami peningkatan 0.37 % untuk premium dan peningkatan 0,598 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
3. Hasil perbandingan simulasi dengan eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* pada rasio kompresi standar dengan hasil sebagai berikut:
- Torsi simulasi lebih tinggi 20,36 % untuk premium dan 28,78 % untuk CNG dari eksperimen.
 - Daya simulasi lebih tinggi 21,97 % untuk premium dan 33,61 % untuk CNG dari eksperimen.
 - *Bsfc* simulasi lebih tinggi 21,88 % untuk premium dan 17,43 % untuk CNG dari eksperimen.
 - Efisiensi thermal simulasi lebih tinggi 4,62 % untuk premium dan 5,84 % untuk CNG dari eksperimen.
4. Hasil eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menggunakan rasio kompresi 10,5 dibandingkan dengan standar dengan hasil sebagai berikut :
- Torsi rata – rata mengalami peningkatan 4,27% untuk premium dan peningkatan 5,858% untuk CNG.
 - Daya rata – rata mengalami peningkatan 4,53% untuk premium dan peningkatan 6,33% untuk CNG.

- *Bmep* rata – rata mengalami peningkatan 4,27% untuk premium dan peningkatan 5,85% untuk CNG.
- *Bsfc* rata – rata mengalami penurunan 10,045% untuk premium dan penurunan 7,67% untuk CNG.
- Efisiensi thermal rata – rata mengalami peningkatan 2,68% dan peningkatan 3,48% untuk CNG.
- Efisiensi volumetris rata – rata mengalami peningkatan 2,45% untuk premium dan peningkatan 2,579% untuk CNG.
- AFR rata – rata mengalami peningkatan 9,303% untuk premium dan peningkatan 7,066% untuk CNG.

5.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian variasi rasio kompresi pada mesin SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel*, perlu adanya penambahan informasi – informasi dalam pengambilan data karena masih adanya kekurangan yang dialami penulis dalam melakukan penelitian. Berikut adalah saran – saran untuk melakukan penelitian tentang rasio kompresi :

1. Untuk lebih memahami *software Lotus Engine Simulation* harus dilakukan penyesuaian data *input test condition data wizard* agar dapat sesuai dengan kondisi aktual pada pengujian, sehingga hasil dapat lebih baik.
2. Perlu adanya penelitian terlebih dahulu dengan merubah variasi rasio kompresi dengan merubah *dome* piston, pemaprasan *cylinder head* tetapi dengan melihat kondisi *engine* agar dapat disesuaikan dengan mesin SINJAI 650 cc.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Putrasari, Y., Praptijanto, Achmad., Nur, Arifin., Dimyani, Ahmad., Mulia, Pratama. 2013. "*Studi pendahuluan performa dan emisi mesin bensin dengan bahan bakar CNG menggunakan converter kit komersial*". Seminar Nasional Rekayasa Energi, Mekatronik, dan Teknik Kendaraan. *Procedding*.
- [2] Sitorus, T.B. 2002. *Pemodelan Penurun Tekanan Untuk Kendaraan Berbahan Bakar Gas Dengan Simulasi 3D*. Universitas Sumatra Utara.
- [3] Sungkono Kawano, D. 2013. *Motor Bakar Torak (Bensin)*. Surabaya: ITS Press.
- [4] Adi, Muhammad. 2014. *Perancangan Sistem Pemasukan Bahan Bakar Secara Injeksi Langsung (Direct Injection) Pada Mesin SINJAI 650 cc dan Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Unjuk Kerja*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [5] Yousufuddin, Syed & Mehdi, S.N. 2007. *Performance and Emission Characteristic of LPG-Fuelled Variable Compression Ratio SI Engine*. Vasavi College of Engineering, Andhra Pradesh, India.
- [6] Zhao, J., Ma, F., Xiong, X., Deng, J., Wang, Lijun., Naeve, Nashay & Shuli. 2013. *Effects of compression ratio on the combustion and emission of a hydrogen enriched natural gas engine under different excess air ratio*. Tsinghua University, Beijing, PR China. *Energy* Vol. 59: 658 – 665.
- [7] Park, C., Kim, Changgi, Choi & Young. 2012. *Power output characteristics of hydrogen – natural gas blend fuel engine at different compression ratios*. Republic of Korea. *International Journal of Hydrogen Energy* Vol. 37: 8681 – 8687.
- [8] Aslam, M.U., Masjuki, H.H., Kalam. M.A., Abdessalem, H., Mahlia, T.M.I & Amalina, M.A. 2006. *An Experimental*

- Investigation of CNG as an Alternative Fuel For a Retrofitted Gasoline Vehicle*. Fuel Vol. 85: 717-724.
- [9] Rosli, Semin A.R. 2008. *A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel For Internal Combustion Engines*. Automotive Excellent Center, Faculty of Mechanical Engineering, University Malaysia Pahang, Locked Bag 12, 25000 Kuantan, Pahang, Malaysia.
- [10] Sungkono Kawano, D. 2014. *Pencemaran Udara*. Surabaya: ITS Press.
- [11] Hermigo, Ardhika. 2014. *Studi Eksperimental Pengaruh Pengaturan Temperatur Bahan Bakar Gas (Compressed Natural Gas) Terhadap Unjuk Kerja Mesin SINJAI 650 cc Sistem BI-FUEL*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

APPENDIX A HASIL PENGUJIAN

A.1 Hasil Pengujian Premium Rasio Kompresi 9,5

eksperimen premium															
rpm	rpm (kg)	konsumsi 10 ml (second)	layu bahan bakar (deg)	temperatur				analisa gas buang				pilot stroke (mm)	sebelah ketegangan pilot (mm)	perbedaan tekanan udara (kg ²)	kecepatan layu massa udara (deg ²)
				head	blok silinder	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	O ₂ (%)			
2000	33.3333333	8.2	13.33	0.0056139	68	73	550	72	80	1.11	8.1	378	15.4	2.1	2.1
2500	41.6666667	9.2	10.42	0.0071881	70	74	582	83	86	0.447	12.3	184	15.2	3.9	3.9
3000	50	10.3	8.77	0.00854048	74	77	628	90	94	0.378	13.5	102	13.26	7	7
3500	58.3333333	9.9	7.8	0.00980256	76	79	676	91	101	0.842	13.31	85	10.69	8.7	8.7
4000	66.6666667	9.1	7.12	0.01051966	79	72	722	82	100	0.449	13.54	63	14.43	10.6	10.6
4500	75	8.3	6.58	0.01147188	81	70	737	81	100	0.659	13.87	82	13.51	11.6	11.6
5000	83.3333333	8	6.04	0.01240066	84	72	749	84	104	1.14	12.94	101	12.93	13.5	13.5

A.2 Hasil Pengujian CNG Rasio Kompresi 9,5

eksperimen cng																
rpm	rps	gaya torsi (kg)	selisih ketinggian pilot CHG (mm)	perbedaan tekanan (kPa)	kecepatan gas (m/s)	laju bahan bakar CHG (kg/s)	temperatur					emisi gas buang			pilot static n pilot (mm)	selisih ketinggian pilot (mm)
							head	blok silinder	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	O ₂ (%)	
2000	33.33333333	7.5	2.1	20.53957	5.50463397	0.0028475	71	76	869	78	92	0.639	9.46	51	14.3	3
2500	41.66666667	6.1	2.6	25.42942	6.57348288	0.0035734	72	78	800	91	95	0.801	10.43	53	14.5	4
3000	50	8.2	3.2	31.25724	7.29473387	0.0054188	75	80	638	98	98	0.847	12.35	42	12.57	7
3500	58.33333333	7	4	39.0228	8.155627428	0.0061655	78	83	685	103	103	0.724	12.1	44	9.95	9
4000	66.66666667	6.7	5	46.80265	9.11848271	0.0080146	81	85	720	105	108	0.653	12.3	42	13.38	11
4500	75	6.1	6	53.63042	9.98801705	0.00205938	82	80	730	104	112	0.653	12.56	45	12.54	12
5000	83.33333333	6.3	6.5	63.573705	10.386808	0.00244838	86	82	755	108	115	0.671	12.53	45	12.55	14

APPENDIX B

HASIL PERHITUNGAN UNJUK KERJA

B.1 Perhitungan Unjuk Kerja Premium Rasio Kompresi 9,5

unjuk kerja eks.premium							
RPM	Torsi (N.m)	Daya (kW)	Bmep (bar)	Bstc (kg/kW.h)	Eff. Thermal (%)	Eff. Volumetric (%)	AFR
2000	32.1788	6.7480571	6.295081547	300.0391567	25.11300726	62.75290539	14.09722776
2500	36.1008	9.45437443	7.062774419	273.6883924	25.69549288	68.41423595	15.01737211
3000	40.4172	12.7025468	7.907236578	242.0437433	25.9418801	76.38040407	16.33333627
3500	38.8476	14.24472	7.60059429	242.6372352	25.87268805	72.98704288	16.78990151
4000	35.7084	14.96352	6.986005132	253.0874187	24.80988506	70.49318409	16.9171862
4500	33.354	15.7240286	6.525389409	261.406664	24.02031253	65.54969377	16.3052224
5000	31.332	16.4434286	6.141542373	271.490729	23.1281855	63.64306189	16.19562612

B.2 Perhitungan Unjuk Kerja CNG Rasio Kompresi 9,5

unjuk kerja eks.cng							
RPM	Torsi (N.m)	Daya (kW)	Bmep (bar)	Bstc (kg/kW.h)	Eff. Thermal (%)	Eff. Volumetric (%)	AFR
2000	29.43	6.16628571	5.757696537	284.5479201	25.52134274	75.00406784	11.532
2500	31.7844	8.32448571	6.21631226	234.5301458	25.85509222	69.28579002	15.247
3000	32.1768	10.1127086	6.235081547	214.1790112	26.16016129	76.38040407	15.674
3500	27.468	10.0716	5.373850101	240.4367935	25.6132797	74.23477502	15.221
4000	26.2908	11.0170971	5.14354224	245.7464401	25.57326613	71.81092775	18.265
4500	23.9364	11.2843029	4.682926517	262.8271971	24.1333493	66.67028253	18.477
5000	23.1516	12.1270286	4.529387943	254.5491725	23.87978241	64.810922	17.783

B.3 Perhitungan Unjuk Kerja Premium Rasio Kompresi 10,5

unjuk kerja eks. premium							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmeep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	A/R
2000	32.9616	6.90624	6.44862012	280.0785686	25.40815281	65.67318947	15.428
2500	39.24	10.27714286	7.67692872	238.5169459	26.32546607	70.99680791	16.452
3000	41.5944	13.07252571	8.13754444	221.7899511	26.42349253	78.5323858	18.463
3500	38.0628	13.95636	7.44662085	214.1931696	26.19498749	74.23477502	19.748
4000	36.8856	15.45682286	7.21631293	229.2342108	25.5654036	71.81092775	18.419
4500	36.1008	17.01894857	7.06277442	231.2922181	25.33792604	66.39190852	17.245
5000	33.7464	17.67668571	6.6021587	244.0638517	24.01201602	64.34632159	16.944

B.4 Perhitungan Unjuk Kerja CNG Rasio Kompresi 10,5

unjuk kerja eks. cng								
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	AFR	
2000	30.2148	6.33072	5.9123511	277.157065	26.03090165	77.46386817	12.3	
2500	34.5312	9.043885714	6.75569727	215.8743388	26.87303576	71.83703606	16.7	
3000	33.354	10.48268571	6.52538941	206.619752	27.24254958	79.58655895	17.1	
3500	28.2528	10.35936	5.52738868	222.0700996	26.69174807	75.46187922	16	
4000	27.468	11.5104	5.3738501	223.4537273	26.38132073	73.42485797	19.3	
4500	26.2908	12.39423429	5.14354224	227.325915	25.0428415	67.77234533	19.5	
5000	25.506	13.36028571	4.93000367	231.0523258	24.6302656	65.50164405	18.8	

C.2 Hasil Pengujian Simulasi CNG

	Power (kW)				Torque (Nm)				bmeq (bar)				bsfc(g/kWh)				vol. eff (%)				thermal eff (%)			
rpm	9.5	10.5	11.5	12.5	9.5	10.5	11.5	12.5	9.5	10.5	11.5	12.5	9.5	10.5	11.5	12.5	9.5	10.5	11.5	12.5	9.5	10.5	11.5	12.5
1000	3.49	3.59	3.67	3.74	33.32	34.25	35.04	35.71	6.5	6.68	6.84	6.97	281.02	273.32	267.08	261.93	76.2	76.2	76.3	76.3	27.68	28.46	29.13	29.7
2000	7.2	7.4	7.57	7.71	34.4	35.32	36.13	36.81	6.71	6.89	7.05	7.18	279.83	272.06	265.68	260.43	78.6	78.4	78.4	78.3	27.8	28.59	29.28	29.87
3000	11.26	11.54	11.78	11.98	35.83	36.74	37.49	38.13	6.99	7.17	7.31	7.44	285.46	277.46	271.01	265.67	83.6	83.3	83	82.7	27.25	28.04	28.7	29.28
4000	15.08	15.46	15.77	16.02	36	36.91	37.64	38.24	7.02	7.2	7.34	7.46	297.3	288.69	281.75	275.98	87.3	86.9	86.5	86.1	26.16	26.94	27.61	28.19
5000	19.22	19.82	20.3	20.7	36.71	37.85	38.76	39.54	7.16	7.38	7.56	7.71	302.89	293.41	285.82	279.56	90.8	90.7	90.5	90.3	25.68	26.51	27.22	27.82
6000	20.36	21.04	21.63	22.13	32.4	33.49	34.43	35.22	6.32	6.53	6.72	6.87	320.51	309.77	301.22	294.07	84.6	84.5	84.5	84.4	24.27	25.11	25.83	26.45



Penulis dilahirkan di Serang, Banten pada tanggal 30 Desember 1991. Pendidikan formal yang ditempuh oleh penulis adalah TK Mardi Yuana Cilegon, SD Mardi Yuana Cilegon yang lulus pada tahun 2004, SMP Mardi Yuana Cilegon yang lulus pada tahun 2007, SMAN 1 Serang yang lulus pada tahun 2010, D3 Teknik Mesin UGM Yogyakarta yang lulus pada tahun 2013, S-1 Teknik Mesin Lintas Jalur ITS yang lulus pada tahun 2015. Kegiatan sehari - hari penulis adalah sebagai mahasiswa teknik mesin ITS. Selain itu juga penulis aktif dalam berbagai kegiatan seperti olahraga basket dan pemuda Gereja.

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Cara Kerja Motor Bensin 4 Langkah.....	7
Gambar 2.2 Lokasi <i>sensor</i> Mesin Sinjai 650 cc	14
Gambar 2.3 Skema <i>Converter Kit</i>	15
Gambar 2.4 <i>Compression Ratio Chart</i>	20
Gambar 2.5 (a) Mekanisme terbentuknya polutan (b) Emisi gas buang terhadap <i>fuel air</i> <i>equivalence ratio</i>	25
Gambar 2.6 Grafik Hasil Simulasi Adi [4].....	29
Gambar 2.7 Grafik Hasil Eksperimental Yousufuddin [5].	32
Gambar 2.8 Metode Perubahan Rasio Kompresi Jianbio [6].	33
Gambar 2.9 Grafik Hasil Eksperimental Jianbio [6]	35
Gambar 2.10 Metode Perubahan Rasio Kompresi Cheolwoong [7]	36
Gambar 2.11 Grafik Hasil Eksperimental Cheolwoong [7]	38
Gambar 3.1 <i>Engine</i> SINJAI 650 cc	40
Gambar 3.2 Volume Ruang Bakar	41
Gambar 3.3 Panjang <i>Connecting Rod</i>	42
Gambar 3.4 Tinggi <i>Piston</i> Dari Titik Pusat.....	42
Gambar 3.5 Tinggi <i>Cylinder Block</i> Dari Pusat <i>Crank</i> <i>Shaft</i>	43
Gambar 3.6 Ukuran Standar Kondisi Ruang Bakar	44
Gambar 3.7 Tinggi Katup Dari Permukaan <i>Cylinder</i> <i>Head</i> Pada Potongan <i>Valve Slot</i>	46
Gambar 3.8 <i>Camshaft</i> Standar.....	46
Gambar 3.9 Tinggi <i>Dome Piston</i>	47
Gambar 3.10 <i>Lift</i> Pada Katup <i>Intake</i> Dan <i>Exhaust</i>	47
Gambar 3.11 Sudut Katup <i>Intake</i> Dan <i>Exhaust</i> Dari Dudukan <i>Cylinder Head</i>	48

Gambar 3.12 Simbol <i>cylinder</i> pada LES.....	52
Gambar 3.13 Simbol <i>intake and exhaust valve</i> pada LES.....	53
Gambar 3.14 Simbol <i>intake and exhaust port</i> pada LES	53
Gambar 3.15 Simbol <i>intake and exhaust plenum</i> pada LES.....	53
Gambar 3.16 Simbol <i>intake throttle</i> pada LES	54
Gambar 3.17 Simbol <i>straight pipe</i> pada LES.....	54
Gambar 3.18 Simbol <i>bend pipe</i> pada LES	54
Gambar 3.19 Simbol <i>default inlet and exit</i> pada LES.....	54
Gambar 3.20 Simbol bahan bakar pada LES.....	55
Gambar 3.21 Skema Pemodelan Sistem pada LOTUS <i>Engine Simulation</i>	55
Gambar 3.22 <i>Flowchart</i> Simulasi	57
Gambar 3.23 Skema Pengujian	59
Gambar 3.24 <i>Flowchart</i> Eksperimen	64
Gambar 4.1 <i>Intake Throttle</i>	65
Gambar 4.2 <i>Intake Plenum</i>	66
Gambar 4.3 (a) Menu <i>Port Intake</i> (b) Menu <i>Port Exhaust</i> Pada LES	67
Gambar 4.4 (a) Menu <i>Valve Intake</i> (b) Menu <i>Valve Exhaust</i> Pada LES	68
Gambar 4.5 <i>Cylinder Head</i>	69
Gambar 4.6 <i>Silencer</i>	69
Gambar 4.7 (a) <i>Fuel Gasoline</i> (b) <i>Fuel CNG</i>	70
Gambar 4.8 Pemilihan <i>Steady State Create Wizard</i>	71
Gambar 4.9 Menu <i>Steady State Wizard</i>	72
Gambar 4.10 Menu <i>Heat – Phase</i> Pada LES	72
Gambar 4.11 Menu <i>Heat – Period</i> Pada LES	73
Gambar 4.12 Menu <i>Fuelling</i> Pada LES	73
Gambar 4.13 Menu <i>Boundary Conditions</i> Pada LES.....	74
Gambar 4.14 Menu <i>Friction</i> Pada LES.....	75
Gambar 4.15 Menu <i>Solution</i> Pada LES.....	75
Gambar 4.16 Menu <i>Solver</i> Pada LES.....	76
Gambar 4.17 <i>Solver Window</i>	76

Gambar 4.18 Grafik Konvergensi File (.mrs) Pada LES.....	81
Gambar 4.19 Data Hasil Kalkulasi Pada File (.prs)	82
Gambar 4.20 Grafik Pada File (.mrs)	83
Gambar 4.21 Ilustrasi Pada File (.gif)	83
Gambar 4.22 Grafik Komparasi Torsi Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi.....	91
Gambar 4.23 Grafik Komparasi Daya Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi.....	93
Gambar 4.24 Grafik Komparasi Bmep Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi	94
Gambar 4.25 Grafik Komparasi Bsfc Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi.....	96
Gambar 4.26 Grafik Komparasi Efisiensi Thermal Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi.....	97
Gambar 4.27 Grafik Komparasi Efisiensi Volumetris Vs Rpm <i>Gasoline</i> Dengan Cng Sohc Simulasi	99
Gambar 4.28 Grafik Torsi Vs Rpm <i>Port Injection</i> Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5.....	101
Gambar 4.29 Grafik Daya Vs Rpm <i>Port Injection</i> Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5.....	103
Gambar 4.30 Grafik Bsfc Vs Rpm <i>Port Injection</i> Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5.....	105
Gambar 4.31 Grafik Efisiensi Thermal Vs Rpm <i>Port</i> <i>Injection</i> Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5.....	108
Gambar 4.32 Grafik Afr Vs Rpm <i>Port Injection</i> Sohc Eksperimen Dan Simulasi (a) CR 9.5 (b) CR 10.5.....	110
Gambar 4.33 Grafik Temperatur <i>Head</i> Vs Rpm Pada Eksperimen.....	113
Gambar 4.34 Grafik Temperatur <i>Block</i> Vs Rpm Pada Eksperimen.....	114
Gambar 4.35 Grafik Temperatur <i>Exhaust</i> Vs Rpm Pada Eksperimen.....	115
Gambar 4.36 Grafik Temperatur Pendingin Vs Rpm Pada Eksperimen	116

Gambar 4.37 Grafik Temperatur Pelumas Vs Rpm Pada Eksperimen.....	118
Gambar 4.38 Grafik CO Vs Rpm Pada Eksperimen	119
Gambar 4.39 Grafik CO ₂ Vs Rpm Pada Eksperimen.....	120
Gambar 4.40 Grafik O ₂ Vs Rpm Pada Eksperimen.....	122
Gambar 4.41 Grafik HC Vs Rpm Pada Eksperimen	123

PENGARUH *COMPRESSION RATIO* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA MESIN SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL* (PREMIUM-COMPRESSED NATURAL GAS)

Lambok Raymond dan Bambang Sudarmanta

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: sudarmanta@me.its.ac.id

Abstrak - Bahan bakar premium memiliki octane number sebesar 88, sedangkan untuk CNG sebesar 120 yang dapat menjadi pertimbangan agar tidak terjadi pre-ignition yang akan menyebabkan detonasi sehingga berlatar belakang dengan octane number pengoperasian Mesin Sinjai Bi-Fuel (Premium-CNG) dapat lebih tahan pada rasio kompresi tinggi. Berdasarkan analisa tersebut dapat digunakan sebagai acuan untuk penelitian dalam meningkatkan performa mesin Sinjai *bi-fuel*. Penelitian ini dilakukan pada mesin Sinjai 2 silinder 650 cc *single overhead camshaft* dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection* berbahan bakar *bi-fuel* (Premium-CNG). Dengan memvariasikan rasio kompresi terhadap perubahan dimensi ruang bakar, tebal *packing*, dan *deck clearance* sehingga akan meningkatkan unjuk kerja pada mesin Sinjai tersebut. Telah diketahui bahwa rasio kompresi engine standar pada nilai 9,5 : 1 yang akan dirubah menjadi 10,5 : 1, 11,5 : 1, 12,5 : 1. Terlebih dahulu dapat dilakukan simulasi dengan menggunakan *software Lotus Engine Simulation* dengan tujuan untuk mengetahui hasil unjuk kerja yang terbaik. Sehingga dapat digunakan sebagai acuan dalam pengujian eksperimental agar mengetahui nilai komparasi antara simulasi dengan eksperimen. Pada pengujian eksperimen dilakukan pada kondisi *full open throttle* dengan putaran mesin 5000 rpm hingga 2000 rpm dilakukan pengujian menggunakan waterbrake dynamometer untuk mendapatkan hasil unjuk kerja mesin. Pengujian tersebut ditujukan untuk menghasilkan torsi, daya, tekanan efektif rata – rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris, \dot{m} udara, emisi gas buang dan suhu operasional mesin. Setelah dilakukan penelitian berupa eksperimen dan simulasi yang menggunakan *Lotus Engine Simulation* didapatkan hasil unjuk kerja dan kondisi operasional engine SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* standar dan variasi rasio kompresi bahwa dengan menaikkan nilai rasio kompresi dapat meningkatkan hasil unjuk kerja engine tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh *engine*. Dengan menggunakan simulasi dapat memberikan informasi presentasi kenaikan hasil unjuk kerja engine. Dari hasil simulasi didapatkan rasio kompresi terbaik pada 12,5 : 1 dengan peningkatan torsi 8,08% untuk premium dan 7,18% untuk CNG, daya 8,27% untuk premium dan 7,4% untuk CNG, bmep 8,079% untuk premium dan 7,19% untuk CNG, efisiensi thermal 8,46% untuk premium dan 7,85% untuk CNG, efisiensi volumetris 0,37% untuk premium dan 0,598% untuk CNG

dan bsfc menurun 7,853% untuk premium dan 7,32% untuk CNG. Dari hasil eksperimen dilakukan pada rasio kompresi 10,5 : 1 didapatkan peningkatan torsi 4,27% untuk premium dan 5,858% untuk CNG, daya 4,53% untuk premium dan 6,33% untuk CNG, bmep 4,27% untuk premium dan 5,85% untuk CNG, efisiensi thermal 2,68% untuk premium dan 3,48% untuk CNG, efisiensi volumetris 2,45% untuk premium dan 2,579% untuk CNG dan bsfc menurun 10,045% untuk premium dan 7,67% untuk CNG. Jika dibandingkan nilai simulasi dengan eksperimen didapatkan peningkatan torsi 20,36% untuk premium dan 28,78% untuk CNG, daya 21,97% untuk premium dan 33,61% untuk CNG, efisiensi thermal 4,62% untuk premium dan 5,84% untuk CNG, bsfc menurun 21,88% untuk premium dan 17,43% untuk CNG.

Kata kunci: *Compressed Natural Gas*, rasio kompresi, Mesin Sinjai, *port injection*

I. PENDAHULUAN

Dunia otomotif sudah menjadi peranan penting dalam mengembangkan suatu negara. Hingga saat ini hampir di semua negara menggunakan alat transportasi sebagai salah satu sarana tercepat dalam menempuh perjalanan dari suatu tempat ke tempat yang lainnya. Tetapi masih banyak pula alat transportasi tersebut yang dapat mengganggu kenyamanan masyarakat dengan adanya polusi yang disebabkan oleh pembuangan kendaraan tersebut. Padahal hal tersebut dapat sangat berpengaruh dan dapat membahayakan tubuh orang sekitar yang menghirup polusi tersebut. Oleh karena itu dibutuhkan bahan bakar yang dapat mengurangi emisi gas buang (CO, CO₂, HC) yang dihasilkan oleh kendaraan. Tetapi dengan kemajuan zaman dan peningkatan jumlah kendaraan, semakin berkurang juga ketersediaan bahan bakar minyak bumi. Sehingga perlu adanya bahan bakar alternatif untuk dapat menggantikan bahan bakar minyak bumi tersebut. Diantaranya penelitian pada alcohol (methanol, etanol, butanol), bahan bakar gas (*Compressed Natural Gas* (CNG), *Liquid Petroleum Gas* (LPG), biogas, dan *hydrogen*). Dari beberapa jenis bahan bakar alternative tersebut, CNG merupakan salah satu pilihan alternatif yang sangat potensial untuk menggantikan bahan bakar cair di masa yang akan mendatang.

Menurut penelitian dari Yousufuddin [5], dengan membandingkan variasi rasio kompresi dan jenis bahan bakar terhadap efisiensi volumetris dan termal, dan emisi gas buang pada mesin bensin. Jianbio [6] memperkecil kedalaman ruang

bakar agar dapat meningkatkan rasio kompresinya. Dan terdapat juga penelitian yang dilakukan Cheolwoong [7] dengan merubah kedalaman piston sehingga dapat menaikkan rasio kompresinya. Dengan adanya penelitian – penelitian terdahulu tentang perubahan rasio kompresi yang digunakan sebagai acuan agar dapat dilakukannya perancangan rasio kompresi yang tepat pada *engine* SINJAI berbahan bakar *bi-fuel* yang telah mendapatkan hasil unjuk kerja mesin standar, supaya memiliki harapan untuk pengembangan unjuk kerja pada mesin Sinjai tersebut. Maka dengan penelitian dapat dirubah dengan varian – varian perubahan dimensi ruang bakar (*combustion chamber*), perubahan tebal *packing*, pengurangan *deck clearance*, ataupun dengan merubah *dome piston* sehingga akan meningkatkan rasio kompresi dan juga akan terciptanya optimasi unjuk kerja mesin. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian dengan simulasi yang berdasarkan perubahan rasio kompresi *engine* tersebut pada rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5 dengan menggunakan *software* LOTUS *engine simulation* yang bertujuan untuk mengetahui nilai rasio kompresi yang dapat menghasilkan unjuk kerja *engine* terbaik, dan kemudian dengan perhitungan yang tepat dapat dilakukan variasi rasio kompresi dengan keadaan riil pada *engine* SINJAI. Sehingga dapat dilakukan komparasi hasil unjuk kerja antara simulasi dengan eksperimental.

II. TINJAUAN PUSTAKA

Rasio kompresi yang lebih tinggi dapat menaikkan tekanan dan temperatur media kerja dan menurunkan konsentrasi gas buang. Kondisi yang baik ini mengurangi *ignition lag* pembakaran dan *ignition advance* dapat dikurangi. Tekanan tinggi dan temperatur tinggi dari campuran yang tertekan juga akan mempercepat pembakaran tahap kedua. Sudut pembakaran total menjadi berkurang, tekanan maksimum *m.e.p* indikasi juga akan naik, dan akan menaikkan rasio *surface* ke volume dari ruang bakar, yang berarti menaikkan bagian dari campuran dimana pada fase *afterburn* pada tahap ketiga. Rasio kompresi mesin yang dibesarkan dapat berpengaruh pada peningkatan unjuk kerja mesin dan konsumsi bahan bakar menurun. Namun perlu dijaga kenaikan rasio kompresi yang mengakibatkan kenaikan temperatur sehingga menimbulkan terjadinya detonasi pada motor [3]. Perbandingan kompresi merupakan hasil bagi dari volume total dengan volume sisa ruang bakar. Dimana volume total adalah isi ruang antara *piston* ketika berada di TMB sampai tutup silinder dan juga merupakan jumlah antara volume langkah dengan volume sisa, sedangkan volume sisa adalah volume antara torak ketika ia berada di TMA sampai tutup silinder. Jadi rasio kompresi adalah :

$$CR = \frac{V_T}{V_c}$$

$$CR = \frac{V_L + V_c}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c} \quad (1)$$

Dimana :

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \quad (2)$$

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Height Space} + \text{Combustion Chamber} \quad (3)$$

Untuk dapat meningkatkan unjuk kerja mesin dengan pengaruh rasio kompresi memiliki pertimbangan dalam hal nilai oktan (*oktan number*) bahan bakar yang digunakan pada *engine* tersebut. Sehingga akan terciptanya pembakaran yang sempurna dikarenakan rasio kompresi yang sesuai dengan *oktan number* tersebut. Apabila *oktan number* yang digunakan tidak sesuai atau lebih rendah dari rasio kompresi maka akan terciptanya *pre – ignition* dimana bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya tanpa dipengaruhi loncatan bunga api sehingga memungkinkan terjadinya detonasi.

III. METODOLOGI PENELITIAN

A. Engine yang Digunakan

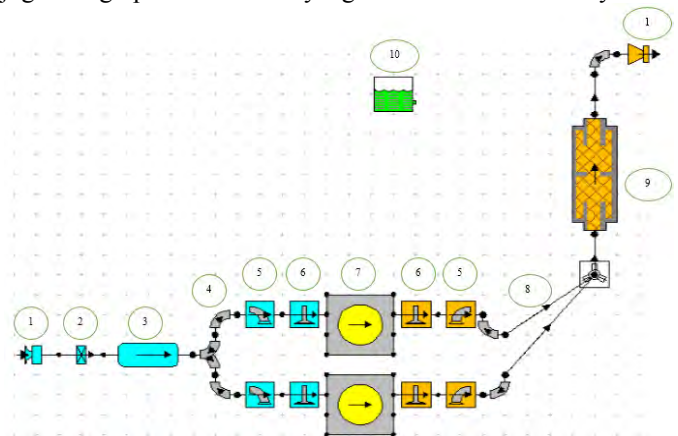
Berikut adalah spesifikasi *engine* SINJAI 650 cc yang digunakan dalam proses penelitian:

Tabel 1 Spesifikasi *Engine* SINJAI 650 cc

Model	SINJAI 650 cc
Tipe Kepala Silinder	SOHC 2 valve
Sistem Pemasukan BB	Port Injection (for SOHC)
Jumlah Silinder	2 Silinder, Segaris
Pendingin Engine	Pendingin Cairan
Diameter x Langkah	76 x 71 mm
Rasio Kompresi	9,5 : 1 (for SOHC)
Daya Maksimum SOHC	28 kW/5000 rpm
Torsi Maksimum SOHC	49 N.m/3300 rpm
Putaran Idle	900 ± 50 rpm
Katup Masuk Membuka	25° sebelum TMA
Katup Masuk Menutup	43° setelah TMB
Katup Buang Membuka	53° sebelum TMB
Katup Buang Menutup	15° setelah TMA

B. Pengujian dengan Metode Simulasi

Pada pemodelan dengan LOTUS *Engine Simulation*, yang pertama kali dilakukan adalah dengan memasukkan sejumlah komponen *engine*, diantaranya *fuel*, *inlet/outlet*, *bend & straight pipe*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism* dan *cylinder* kedalam *main windows* sehingga menghasilkan skema simulasi yang akan diuji. Komponen-komponen tersebut disusun secara seri dan berurutan mulai dari *inlet* hingga *outlet* dan juga menginputkan dimensi yang telah diukur sebelumnya.



Gambar 1 Skema pemodelan pada LOTUS *Engine Simulation*

1. Memasukkan komponen *cylinder* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *bore* (mm), *stroke* (mm), *con-rod length* (mm), *pin off-set* (mm), *compression ratio* dan *combustion model*.
2. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust valve* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *valve open* (deg), *valve close* (deg), *dwell at max* (deg) dan *max lift* (mm).
3. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust port* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *throat diameter* (mm).
4. Memasukkan komponen *intake* dan *exhaust plenum* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *volume* (litres), *surface area* (mm²) dan *wall temperature* (°C).
5. Memasukkan komponen *intake throttle* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memilih *throttle type* yang akan disimulasikan, dalam hal ini digunakan *type butterfly*, kemudian memasukkan *data input* seperti *throttle diameter* (mm), *closed angle* (deg), *throttle angle* (deg) dan *pindle diameter* (mm).
6. Memasukkan komponen *straight pipe* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm) dan *wall material*.
7. Memasukkan komponen *bend pipe* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian memasukkan *data input* seperti *total length* (mm), *start diameter* (mm), *end diameter* (mm), *bend angle* (deg) dan *bend radius* (deg).
8. Memasukkan komponen *default inlet* dan *exit* kedalam *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, pilih *boundary data* kemudian memasukkan *data input* seperti nilai tekanan dan *temperature ambient* pada setiap putaran *engine*.
9. Memilih komponen bahan bakar pada *main windows* LOTUS *Engine Simulation*, kemudian untuk merubah *data input* dari bahan bakar dipilih *fuel type*, *user defined*. Masukkan *data input* bahan bakar seperti *calorific value* (kJ/kg), *density* (kg/litre) dan *H/C ratio fuel* (molar).
10. Untuk memilih data *steady state* maka dipilih data, *test conditions*, *steady state create wizard*. Kemudian memasukkan *data inputan* seperti *ambient air pressure* (bar abs), *ambient air temperature* (°C), *inlet pressure* (bar abs), *inlet temperature* (°C), *exit pressure* (bar abs) dan *specific humidity* (kg/kg).

C. Pengujian Dengan Metode Eksperimen

Percobaan akan dilakukan pada putaran *engine* yang bervariasi mulai dari 5000 rpm hingga 2000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan *waterbrake dynamometer* yang dikopel dengan poros *engine* SINJAI dengan menggunakan air yang disirkulasikan. Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan:

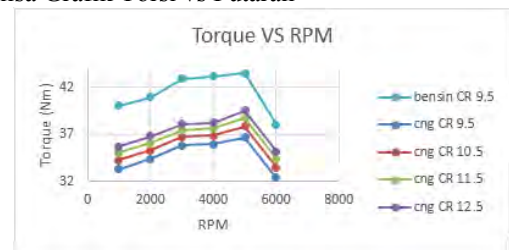
1. Menghidupkan *engine* SINJAI pada putaran *idle* (± 950 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi temperature kerja optimum.
2. Membuka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini, *engine* akan berputar pada

putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.

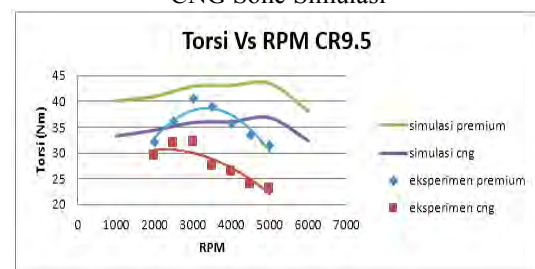
3. Beban air dialirkan ke *waterbrake dynamometer* hingga menyebabkan putaran *engine* turun.
4. Pengambilan data dilakukan ketika putaran *engine* stabil. Data yang diperoleh diantaranya, data putaran *engine* (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi bahan bakar (ml/second), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (% volume), lambda (λ), temperatur gas buang (°C), temperatur *engine* (°C) dan temperatur oli (°C).
5. Setelah pengambilan data selesai, beban yang dialirkan ditambah ke *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* akan turun kembali. Putaran *engine* yang diharapkan adalah 5000 rpm, 4500 rpm, 4000 rpm, 3500 rpm, 3000 rpm, 2500 rpm dan 2000 rpm dengan cara mengontrol aliran air yang melewati *waterbrake dynamometer*.
6. Pada setiap penurunan putaran *engine* dilakukan pengambilan data seperti pada point 4 (empat). Dan pengambilan data harus pada putaran *engine* yang stabil.
7. Lakukan kegiatan *point 1* (satu) sampai 6 (enam) dengan menggunakan desain ruang bakar standar dan ruang bakar yang terbaik hasil simulasi.

IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

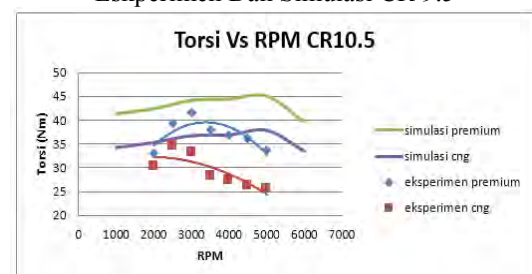
A. Analisa Grafik Torsi vs Putaran



Gambar 2 Grafik Komparasi Torsi Vs RPM Gasoline Dengan CNG Sohc Simulasi



Gambar 3 Grafik Torsi vs Rpm Port Injection Sohc Eksperimen Dan Simulasi CR 9.5



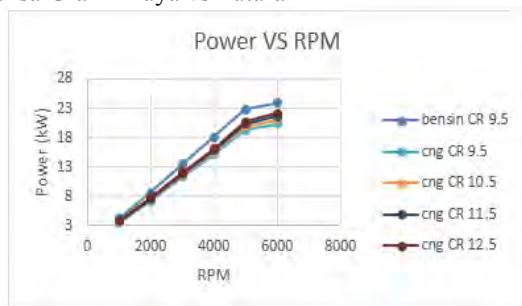
Gambar 4 Grafik Torsi vs Rpm Port Injection Sohc Eksperimen Dan Simulasi CR 10.5

Pada gambar 2 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan Lotus

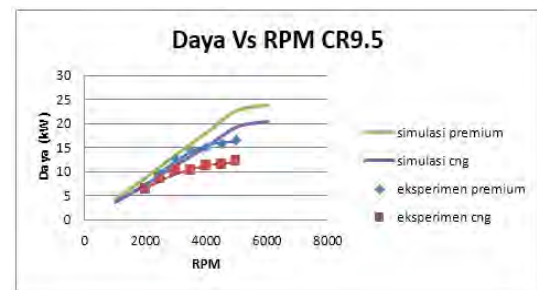
Engine Simulation dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka kebawah dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Besarnya torsi disebabkan oleh tekanan yang dihasilkan ruang bakar dimana tekanan tersebut dipengaruhi oleh rasio kompresi yang dimiliki oleh suatu *engine*. Diketahui dari diagram P – V apabila merubah posisi volume langkah akan memperkecil luasan kerja dan akan meningkatkan tekanan pada ruang bakar. Maka meningkatnya rasio kompresi dapat meningkatkan nilai torsi juga. Torsi maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 5000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 47,26 N.m dan untuk CNG sebesar 39,54 N.m. Dapat dikatakan pula bahwa torsi CNG mengalami penurunan 16,33 % dibandingkan premium. Berdasarkan rumus $T = m \times g \times R$ dan $m = \rho \times V$ dapat dianalisa bahwa torsi yang dihasilkan CNG lebih rendah dari bensin karena diketahui nilai densitas dari CNG yang lebih rendah sehingga massa yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit dan mempengaruhi nilai torsi yang menurun sehingga dapat mengakibatkan energi yang dihasilkan lebih kecil. Faktor lainnya juga karena kecepatan perambatan api yang rendah selama pembakaran sehingga kalor dari CNG tidak dapat dirubah menjadi kerja secara maksimal.

Pada gambar 3 dan 4 terlihat adanya perbedaan dari simulasi dengan eksperimen yang disebabkan berbagai faktor. Terlihat dari grafik bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa torsi maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai torsi rata – rata yang dihasilkan.

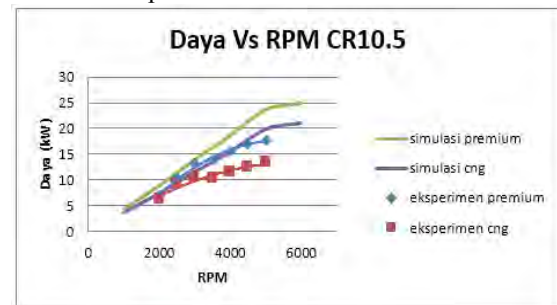
B. Analisa Grafik Daya vs Putaran



Gambar 5 Grafik Komparasi Daya Vs RPM Gasoline Dengan CNG Sohc Simulasi



Gambar 6 Grafik Daya vs Rpm Port Injection Sohc Eksperimen Dan Simulasi CR 9.5

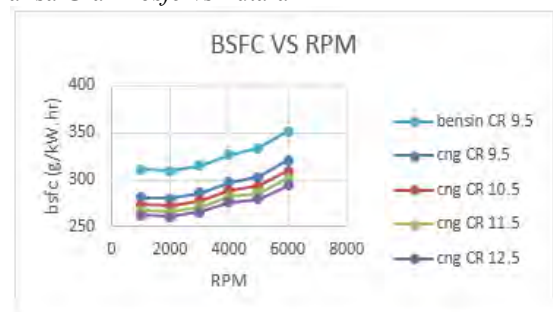


Gambar 7 Grafik Daya vs Rpm Port Injection Sohc Eksperimen Dan Simulasi CR 10.5

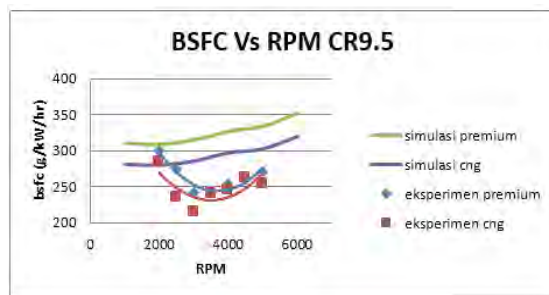
Pada gambar 5 menunjukkan grafik daya fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah cenderung meningkat di setiap putaran *engine* dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Daya maksimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 6000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 26,19 kW dan untuk CNG sebesar 22,13 kW. Dapat dikatakan pula bahwa torsi CNG mengalami penurunan 15,502 % dibandingkan premium.

Pada gambar 6 dan 7 juga mengalami perbedaan hasil pada simulasi dengan eksperimen dimana diketahui bahwa daya adalah fungsi dari torsi sehingga hasil pada torsi akan mempengaruhi nilai daya yang dihasilkan.

C. Analisa Grafik bsfc vs Putaran



Gambar 8 Grafik Komparasi Bsfc Vs RPM Gasoline Dengan CNG Sohc Simulasi



Gambar 9 Grafik Bsfv vs Rpm Port Injection Sohc Eskperimen Dan Simulasi CR 9.5

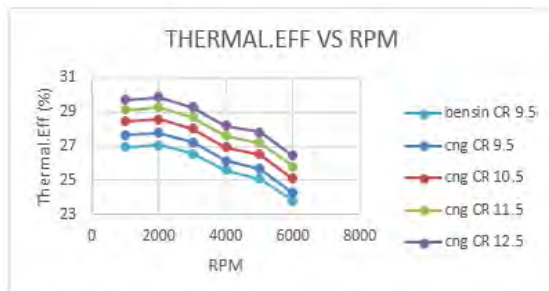


Gambar 10 Grafik Bsfv vs Rpm Port Injection Sohc Eskperimen Dan Simulasi CR 10.5

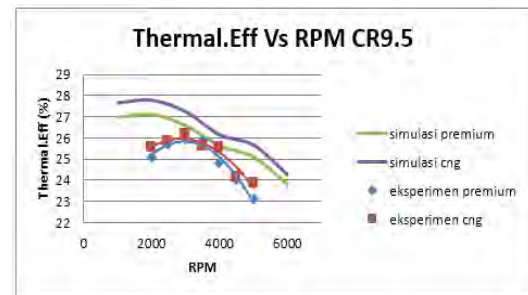
Pada gambar 8 menunjukkan grafik bsfc fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Terlihat dari grafik bahwa trendline yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas dan setiap variasi rasio kompresi menghasilkan trendline yang sama. Bsfv minimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 2000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 286,08 g/kW.hr dan untuk CNG sebesar 260,43 g/kW.hr. Dapat dikatakan pula bahwa bsfc CNG mengalami penurunan 8,966 % dibandingkan premium. Dan juga dengan adanya peningkatan rasio kompresi maka jumlah bahan bakar yang akan masuk ke ruang bakar lebih sedikit karena volume ruang bakar mengalami pengecilan.

Lalu pada gambar 9 dan gambar 10 terlihat bsfc yang dihasilkan CNG lebih rendah dari dikarenakan nilai kalor yang dimiliki oleh CNG lebih tinggi dari premium sehingga bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar lebih kecil terbentuknya sisa bahan bakar sehingga energi yang digunakan dapat lebih maksimal dan akan menurunkan pemakaian bahan bakar spesifiknya.

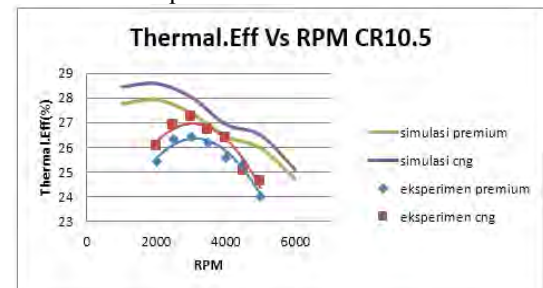
D. Analisa Grafik Efisiensi Termal vs Putaran



Gambar 11 Grafik Komparasi Efisiensi ThermalVs RPM Gasoline Dengan CNG Sohc Simulasi



Gambar 12 Grafik Efisiensi Thermal vs Rpm Port Injection Sohc Eskperimen Dan Simulasi CR 9.5

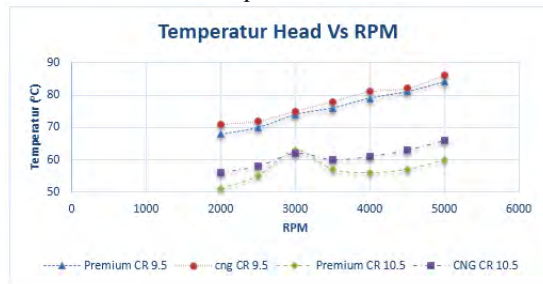


Gambar 13 Grafik Efisiensi Thermal vs Rpm Port Injection Sohc Eskperimen Dan Simulasi CR 10.5

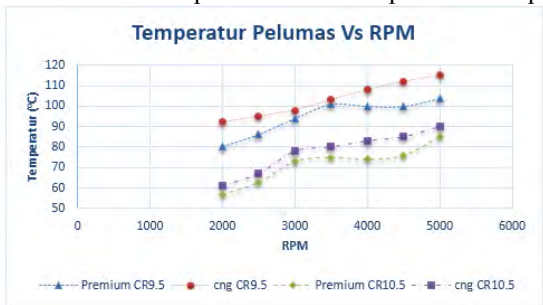
Pada gambar 11 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar bensin dan CNG dengan *Lotus Engine Simulation* dengan variasi rasio kompresi 9,5;10,5;11,5;12,5. Efisiensi thermal minimum terjadi pada variasi rasio kompresi 12,5 di putaran *engine* 2000 rpm untuk bahan bakar premium sebesar 29,26 % dan untuk CNG sebesar 29,87 %. Dapat dikatakan pula bahwa efisiensi thermal CNG mengalami peningkatan 2,085 % dibandingkan premium. Efisiensi thermal yang dihasilkan CNG lebih tinggi dari bensin dikarenakan nilai kalor yang dimiliki CNG lebih besar dibandingkan premium sehingga energi yang dapat dilepaskan bahan bakar CNG akan lebih baik dan akan terus meningkat sehingga efisiensi juga akan meningkat.

Terlihat dari gambar 12 dan gambar 13 bahwa hasil simulasi lebih baik dibandingkan eksperimen. Analisa dari sisi simulasi bahwa *software* yang digunakan menginput data dengan kondisi *steady state* seperti *combustion efficiency*, *timing heat-phase*, *air fuel ratio*, *relative humidity*, temperatur dan tekanan. Dari sisi eksperimen diketahui bahwa *engine* telah digunakan untuk penelitian – penelitian sebelumnya sehingga dapat berpengaruh untuk hasil unjuk kerja setelahnya. Perbedaan nilai performa efisiensi thermal maksimal antara simulasi dengan eksperimen dikarenakan pengujian simulasi dilakukan juga pada interval putaran yang berbeda dengan eksperimen sehingga dapat berpengaruh terhadap nilai efisiensi thermal rata – rata yang dihasilkan. Efisiensi thermal yang dihasilkan CNG lebih tinggi dari bensin dikarenakan nilai kalor yang dimiliki CNG lebih besar dibandingkan premium sehingga energi yang dapat dilepaskan bahan bakar CNG akan lebih baik dan akan terus meningkat sehingga efisiensi thermal juga akan meningkat.

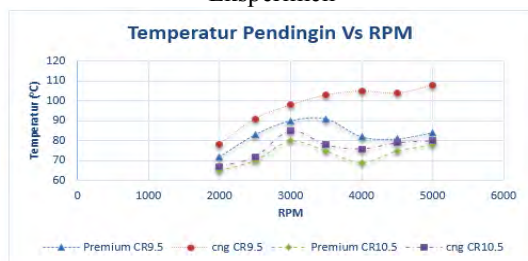
E. Analisa Grafik Kondisi Operasional vs Putaran



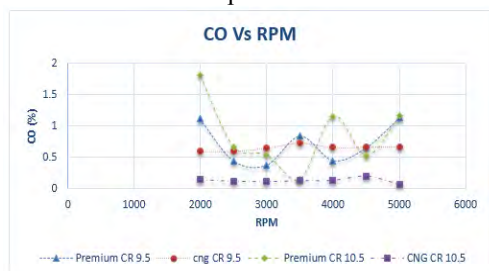
Gambar 14 Grafik Temperatur Head vs Rpm Pada Eksperimen



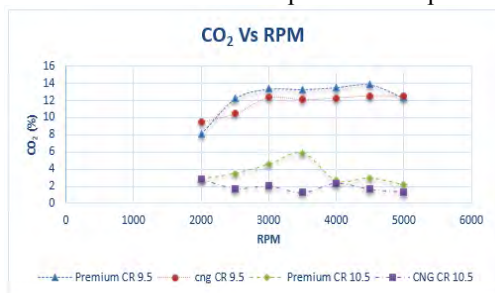
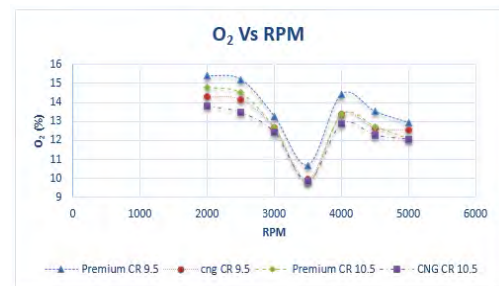
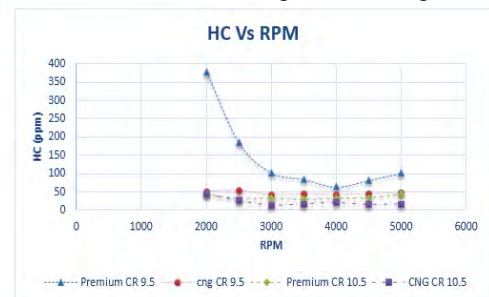
Gambar 15 Grafik Temperatur Pelumas vs Rpm Pada Eksperimen



Gambar 16 Grafik Temperatur Pendingin vs Rpm Pada Eksperimen



Gambar 17 Grafik CO vs Rpm Pada Eksperimen

Gambar 18 Grafik CO₂ vs Rpm Pada EksperimenGambar 19 Grafik O₂ vs Rpm Pada Eksperimen

Gambar 20 Grafik HC vs Rpm Pada Eksperimen

Suatu *engine* tidak hanya dapat menghasilkan unjuk kerja tetapi juga dapat menghasilkan informasi kondisi operasional *engine*. Kondisi operasional tersebut seperti temperatur pada *engine* (*head*, pendingin, pelumas) dan emisi gas buang (CO, CO₂, O₂, HC). Dimana nilai dari operasional *engine* akan mempengaruhi dari hasil unjuk kerjanya dikarenakan apabila temperatur *engine* yang terlalu tinggi akan mempengaruhi viskositas dari pelumasnya dan menghasilkan *friction* yang berlebih sehingga menyebabkan panas yang terbuang lebih besar. Lalu pada emisi gas buang menunjukkan reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar sesuai dengan stokiometri atau sebaliknya.

V. KESIMPULAN

Beberapa kesimpulan yang bisa diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dilihat dari hasil unjuk kerja yang didapatkan dari *engine* SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dipengaruhi oleh perubahan rasio kompresinya dikatakan bahwa dengan menaikkan nilai rasio kompresi dapat meningkatkan hasil unjuk kerja *engine* tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh *engine*. Dengan menggunakan simulasi dapat memberikan informasi presentasi kenaikan hasil unjuk kerja *engine*.
2. Hasil simulasi unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* yang terbaik baik menggunakan bahan bakar premium ataupun CNG lebih baik pada rasio kompresi 12,5, dengan peningkatan torsi rata – rata mengalami peningkatan 8,08% untuk premium dan peningkatan 7,18% untuk CNG, daya 8,27% dan 7,4%, *b MEP* 8,079% dan 7,19%, efisiensi thermal 8,46%, efisiensi volumetris 0,37% dan 0,598% dan penurunan *bsfc* 7,853% dan 7,32% dari rasio kompresi standar.
3. Hasil perbandingan simulasi dengan eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* baik

menggunakan bahan bakar premium ataupun CNG pada rasio kompresi standar menunjukkan hasil simulasi lebih baik dengan peningkatan torsi rata – rata mengalami peningkatan 20,36% untuk premium dan peningkatan 28,78% untuk CNG, daya 21,97% dan 33,61%, efisiensi thermal 4,62% dan 5,84%, dan penurunan *bsfc* 21,88% dan 17,43%.

4. Hasil eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* baik menggunakan bahan bakar premium ataupun CNG lebih baik pada rasio kompresi 10,5 dengan peningkatan torsi rata – rata mengalami peningkatan 4,27% untuk premium dan peningkatan 5,858% untuk CNG, daya 4,53% dan 6,33%, *bmeep* 4,27% dan 5,85%, efisiensi thermal 2,68% dan 3,48%, efisiensi volumetris 2,45% dan 2,579% dan penurunan *bsfc* 7,853% dan 10,045% dan 7,67% dibandingkan dengan rasio kompresi standar.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Putrasari, Y., Praptijanto, Achmad., Nur, Arifin., Dimyani, Ahmad., Mulia, Pratama. 2013. "Studi pendahuluan performa dan emisi mesin bensin dengan bahan bakar CNG menggunakan converter kit komersial". Seminar Nasional Rekayasa Energi, Mekatronik, dan Teknik Kendaraan. *Procedding*.
- [2] Sitorus, T.B. 2002. *Pemodelan Penurun Tekanan Untuk Kendaraan Berbahan Bakar Gas Dengan Simulasi 3D*. Universitas Sumatra Utara.
- [3] Sungkono Kawano, D. 2013. *Motor Bakar Torak (Bensin)*. Surabaya: ITS Press.
- [4] Adi, Muhammad. 2014. *Perancangan Sistem Pemasukan Bahan Bakar Secara Injeksi Langsung (Direct Injection) Pada Mesin SINJAI 650 cc dan Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Unjuk Kerja*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [5] Yousufuddin, Syed & Mehdi, S.N. 2007. *Performance and Emission Characteristic of LPG-Fuelled Variable Compression Ratio SI Engine*. Vasavi College of Engineering, Andhra Pradesh, India.
- [6] Zhao, J., Ma, F., Xiong, X., Deng, J., Wang, Lijun., Naeve, Nashay & Shuli. 2013. *Effects of compression ratio on the combustion and emission of a hydrogen enriched natural gas engine under different excess air ratio*. Tsinghua University, Beijing, PR China. *Energy* Vol. 59: 658 – 665.
- [7] Park, C., Kim, Changgi, Choi & Young. 2012. *Power output characteristics of hydrogen – natural gas blend fuel engine at different compression ratios*. Republic of Korea. *International Journal of Hydrogen Energy* Vol. 37: 8681 – 8687.
- [8] Aslam, M.U., Masjuki, H.H., Kalam. M.A., Abdessalem, H., Mahlia, T.M.I & Amalina, M.A. 2006. *An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel For a Retrofitted Gasoline Vehicle*. *Fuel* Vol. 85: 717-724.
- [9] Rosli, Semin A.R. 2008. *A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel For Internal Combustion Engines*. Automotive Excellent Center, Faculty of Mechanical Engineering, University Malaysia Pahang, Locked Bag 12, 25000 Kuantan, Pahang, Malaysia.
- [10] Sungkono Kawano, D. 2014. *Pencemaran Udara*. Surabaya: ITS Press.
- [11] Hermigo, Ardhika. 2014. *Studi Eksperimental Pengaruh Pengaturan Temperatur Bahan Bakar Gas (Compressed Natural Gas) Terhadap Unjuk Kerja Mesin SINJAI 650 cc Sistem BI-FUEL*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

TUGAS AKHIR

PENGARUH *COMPRESSION RATIO* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA MESIN SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL* (*PREMIUM-COMPRESSED NATURAL GAS*)

LAMBOK RAYMOND

2113 105 041

Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar

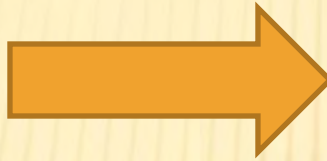
Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember



LATAR BELAKANG





CNG

- CNG adalah gas alam yang dikemas dengan cara dikompresikan yang memiliki tekanan sebesar 250 bar. CNG memiliki *octane number* sebesar 110-120. CNG relatif lebih murah dan lebih ramah lingkungan dibandingkan bahan bakar cair. Dapat memperpanjang umur oli mesin karena CNG tidak akan mengkontaminasi oli mesin. Dan proses pencampuran CNG dengan udara relatif lebih mudah karena fasenya yang gas, sehingga efisiensi proses pembakaran lebih tinggi.



- Adapun beberapa cara menaikkan rasio kompresi dengan merubah piston standar dengan *piston racing* (sudah dilakukan perubahan pada *dome piston*), merubah tebal *packing* pada *cylinder head*, melakukan pemaprasan *cylinder block* pada bagian atas untuk mendekatkan *deck clearance*, dan melakukan pemaprasan pada *cylinder head* agar mengurangi besarnya volume ruang bakar.



- Berdasarkan uraian tersebut kami ingin meneliti gas alam ini pada mesin bensin mengingat angka oktan cukup tinggi (120) sehingga dapat memvariasikan rasio kompresi untuk mendapatkan hasil unjuk kerja yang lebih baik.



PERUMUSAN MASALAH

- Bagaimana menaikkan rasio kompresi melalui perubahan dimensi tebal *packing, combustion chamber*, dan *deck clearance*?
- Bagaimana pengaruh perubahan rasio kompresi terhadap unjuk kerja mesin, emisi gas buang serta perubahan kondisi operasional pada mesin SINJAI berbahan bakar *bi-fuel*?



TUJUAN

Mendapatkan kenaikan rasio kompresi melalui perubahan dimensi tebal *packing*, *combustion chamber*, dan *deck clearance*

Mendapatkan unjuk kerja mesin, emisi gas buang serta perubahan kondisi operasional pada mesin SINJAI berbahan bakar *bi-fuel* dengan perubahan rasio kompresi



BATASAN MASALAH

1

- Percobaan menggunakan *engine* 2 silinder 4 langkah berbahan bakar premium dan dimodifikasi pada bagian *intake manifold* untuk suplai CNG

2

- Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan

3

- Bahan bakar CNG yang digunakan produksi SPBG Rungkut Surabaya



MANFAAT PENELITIAN

- Penelitian ini diharapkan mendapatkan analisa yang tepat terhadap unjuk kerja penggunaan bahan bakar yang berbeda pada *engine* premium sehingga dapat diperbaharui untuk menunjang kemajuan kehidupan masyarakat dalam penggunaan motor pembakaran dalam

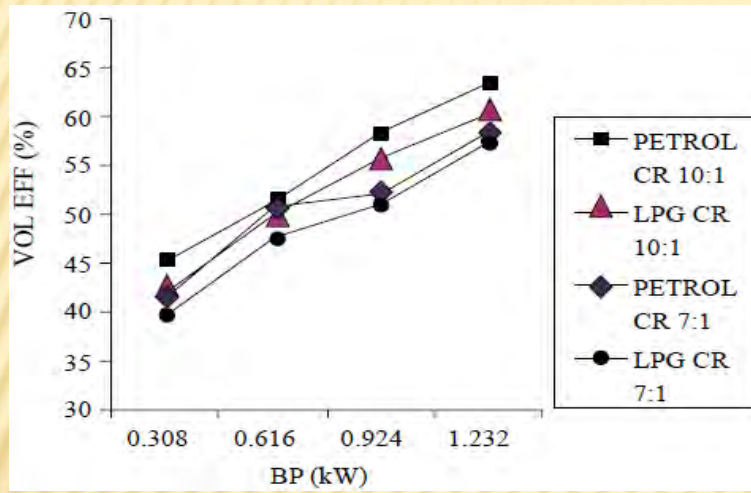


PENELITIAN TERDAHULU

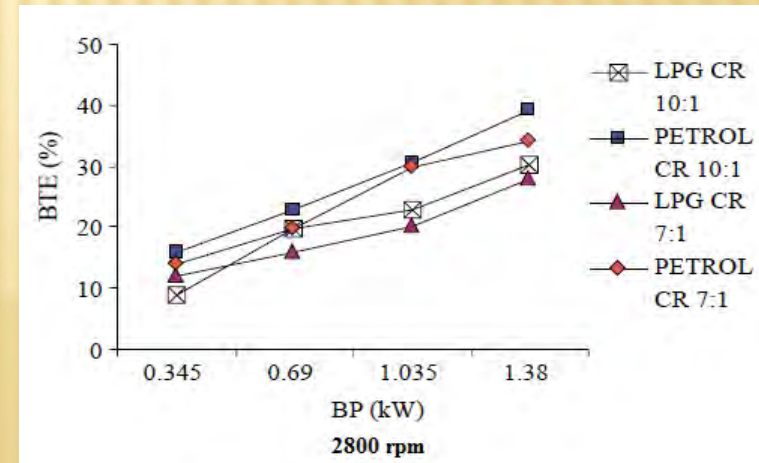
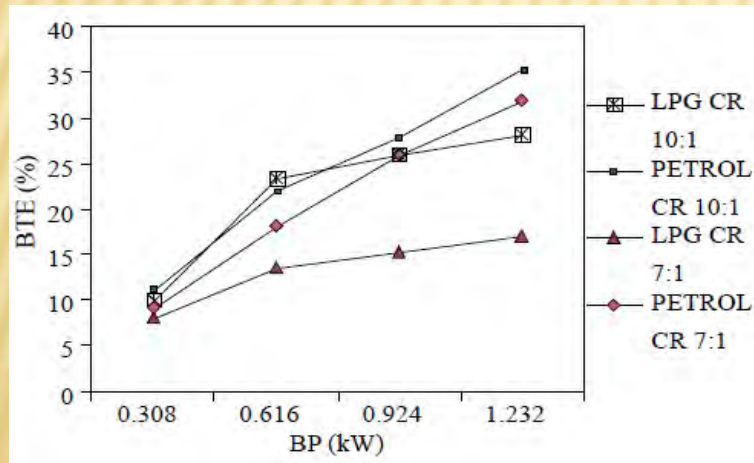
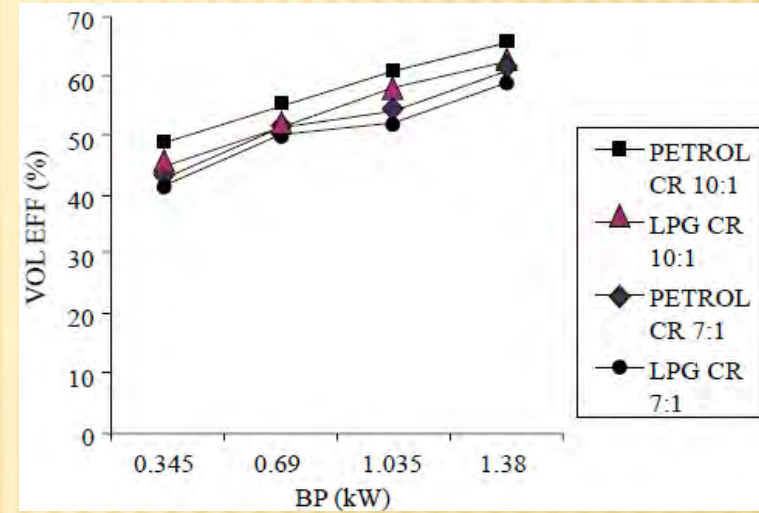
- **Yousufuddin[5]** melakukan penelitian dengan membandingkan rasio kompresi (7:1 dan 10:1) dan jenis bahan bakar (LPG dan premium) terhadap efisiensi volumetris dan termal, dan emisi gas buang pada mesin bensin.



2500 rpm

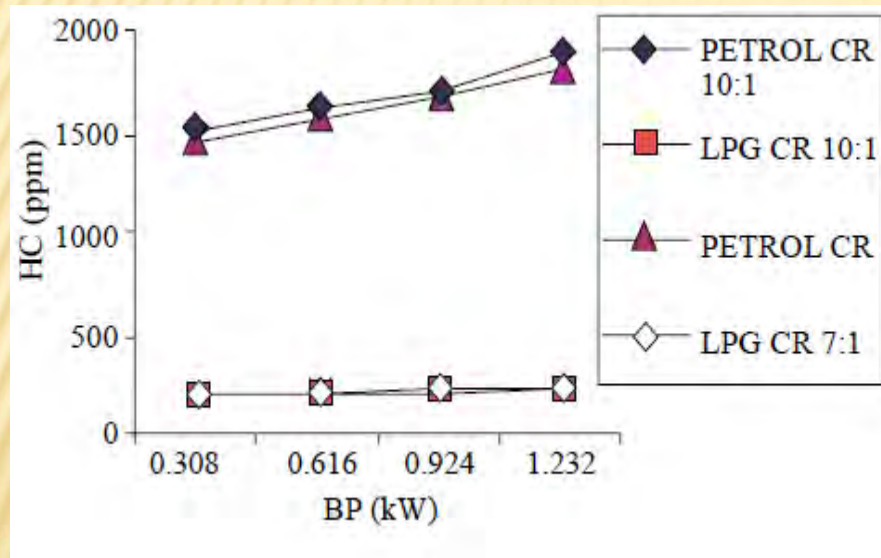


2800 rpm

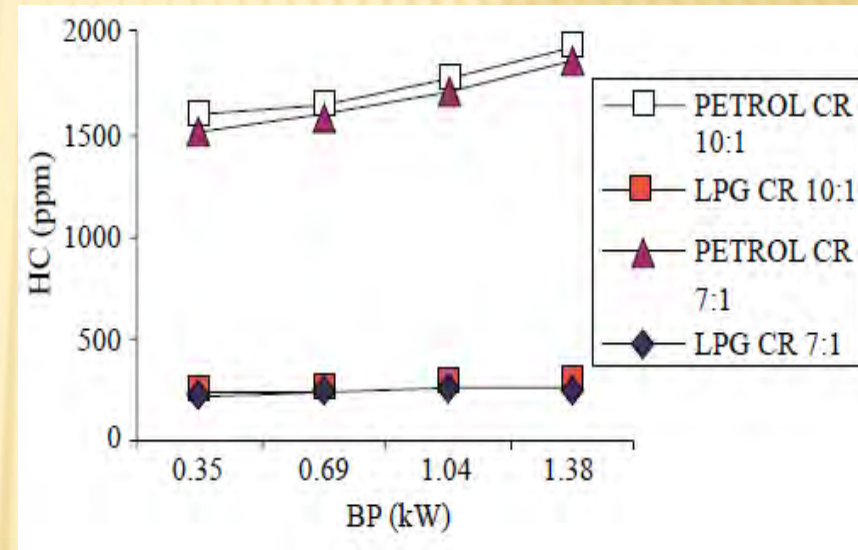




2500 rpm



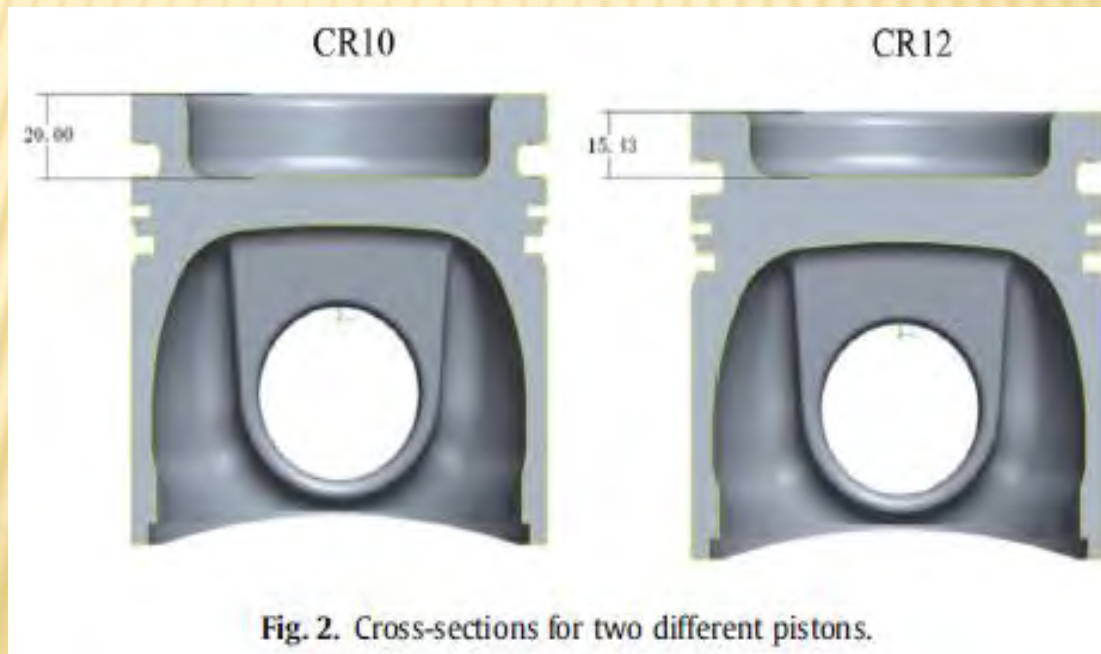
2800 rpm

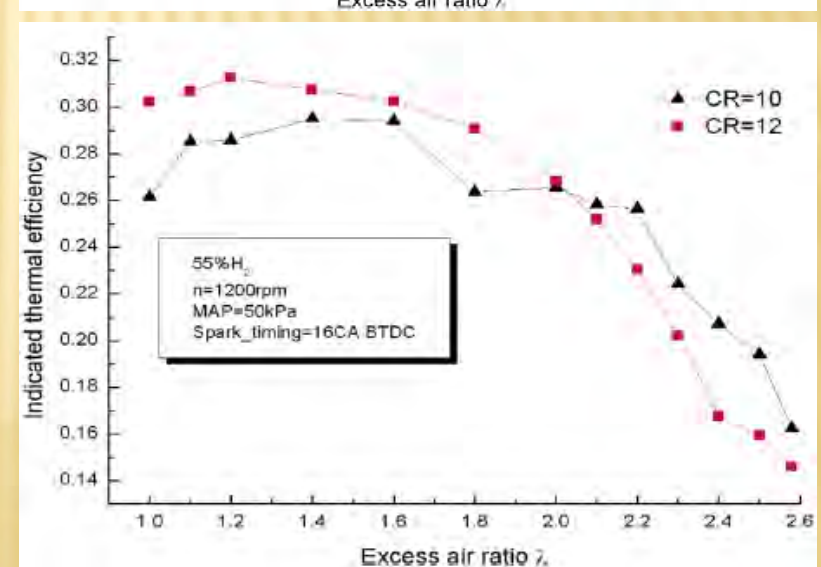
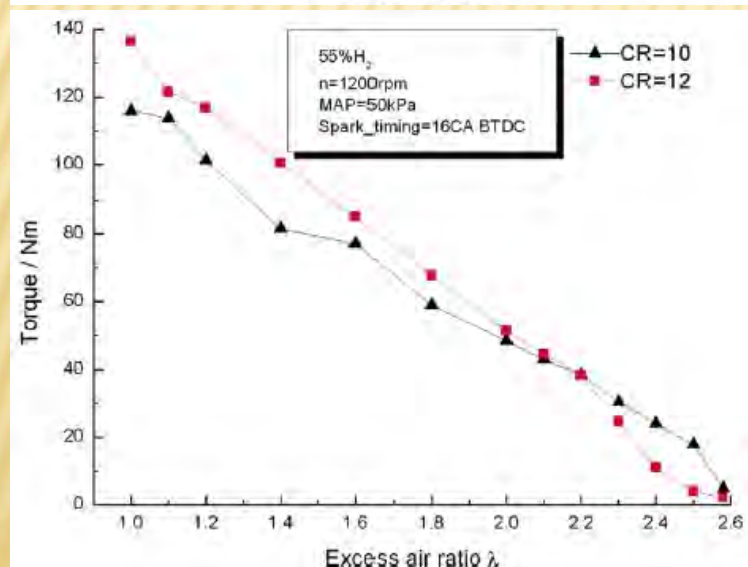
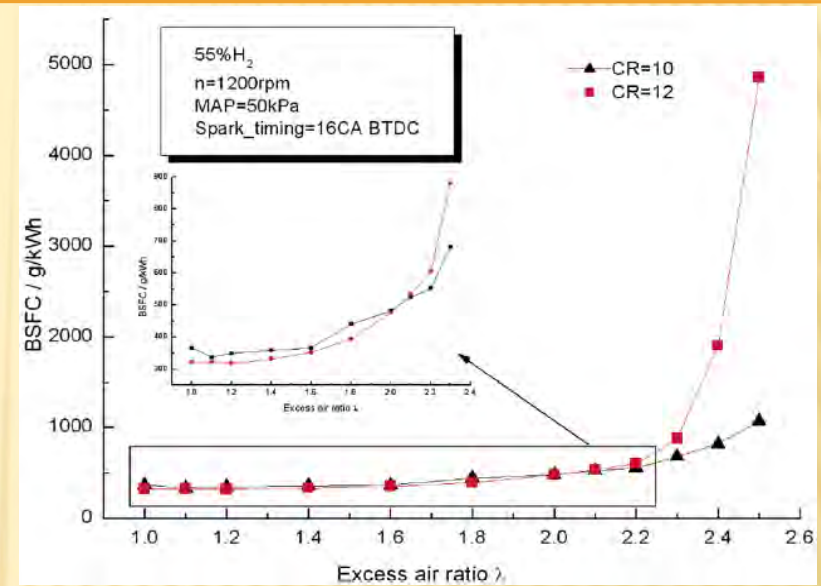
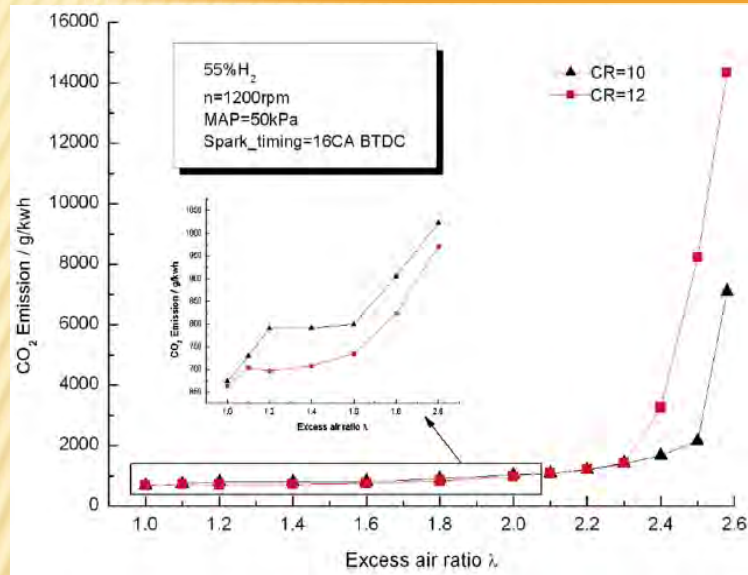


GRAFIK HASIL EKSPERIMENTAL YOUSUFUDDIN [5]



- Selanjutnya terdapat penelitian yang dilakukan oleh **Jianbio[6]** dengan memperkecil kedalaman ruang bakar agar dapat meningkatkan rasio kompresi dari 10:1 menjadi 12:1 pada *engine* S.I.E 6 silinder dengan *single point injection*.



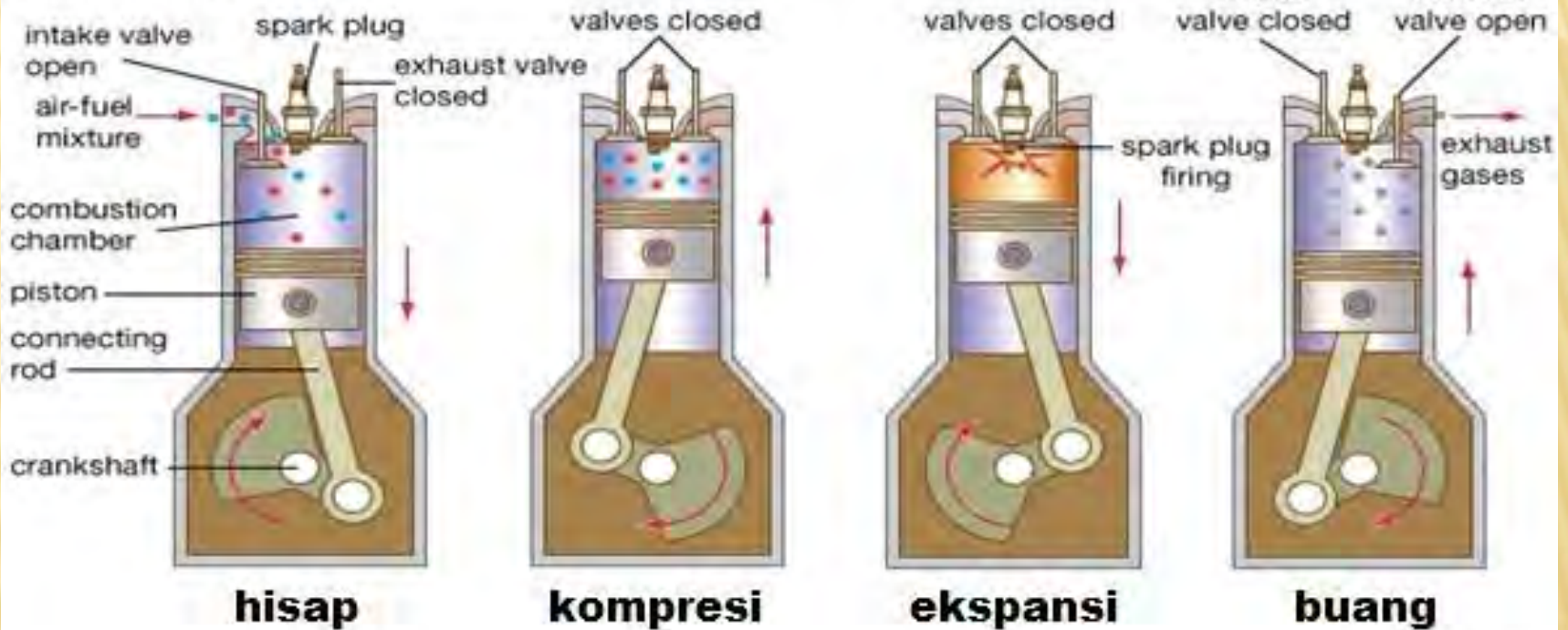


GRAFIK HASIL EKSPERIMENTAL JIANBIO [6]



DASAR TEORI

Four-stroke cycle





Properties Premium dan CNG

<i>Properties</i>	<i>Premium</i>	<i>CNG</i>
Angka Oktan (RON)	80-90	110-120
Density(Kg/m ³)	749	0.772
Heat of vaporization (kJ/kg)	305	509
Stoichiometric AFR	14.6	17
Lower heating value (MJ/kg)	44	45.271
Higher heating value (MJ/kg)	47.3	55.5
Laminar burning velocity(m/s)	0.5	0.43
Titik nyala(°C)	480-550	650
Molar mass	110	18.76
Lower heating value of stoic.mixture	2.83	2.72
Nilai kalor netto(KKal/kg)	11245	10779.04
Stoichiometric mixture density(kg/m ³)	1.38	1.24



Komposisi Kimia CNG

Komposisi kimia	[1]	[2]
	Mol (%)	
Methana (CH_4)	99.1483	90.00
Ethana (C_2H_6)	0.3147	3.19
Propane (C_3H_8)	0.1081	2.88
<i>i</i> -Butane (<i>i</i> - C_4H_{10})	0.0301	0.37
<i>n</i> - Butane (<i>n</i> - C_4H_{10})	0.0178	0.41
<i>i</i> -Pentane (<i>i</i> - C_5H_{12})	0.0058	0.11
<i>n</i> -Pentane (<i>n</i> - C_5H_{12})	0.0019	0.06
Carbon diodxida(CO_2)	0.0815	2.80
Nitrogen (N_2)	0.2908	0.12
Hexanes Plus (C_{6+})	0.0016	0.06
Hydrogen Sulphide (H_2S)	0	0
Oxygen	0	0
Carbon monoxide	0	0
Total	100	

Sumber: PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya [1]

Dirjen Migas No.247K/10/DJM.T/2011 [2]



Rasio Kompresi

<u>COMPRESSION RATIO CHART</u>		
<u>Engine Octane Requirements</u>		
Compression Ratio	Minimum	Maximum
8:1	87	92
9:1	89	96
10:1	92	100
11:1	96	102
12:1	100	108
<i>Typical requirements, some may vary...</i>		

Tabel Effisiensi Siklus Otto :

Rasio kompresi r	8	9	10	11	12	15	20
Effisiensi η	0.565	0.585	0.602	0.617	0.630	0.661	0.695
	Daerah kerja r motor saat ini						



Rumus Rasio Kompresi :

$$CR = \frac{V_T}{V_c}$$

$$CR = \frac{V_L + V_c}{V_c}$$

$$CR = \frac{V_L + V_c}{V_c}$$

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_c}$$

Dimana :

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Height Space} + \text{Combustion Chamber}$$



METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan adalah metode simulasi dan eksperimen yaitu mendapatkan data dengan numerik tanpa adanya keterbatasan dari alat eksperimen dan dengan melakukan percobaan

- Rancangan *Compression Ratio*

- Skema simulasi

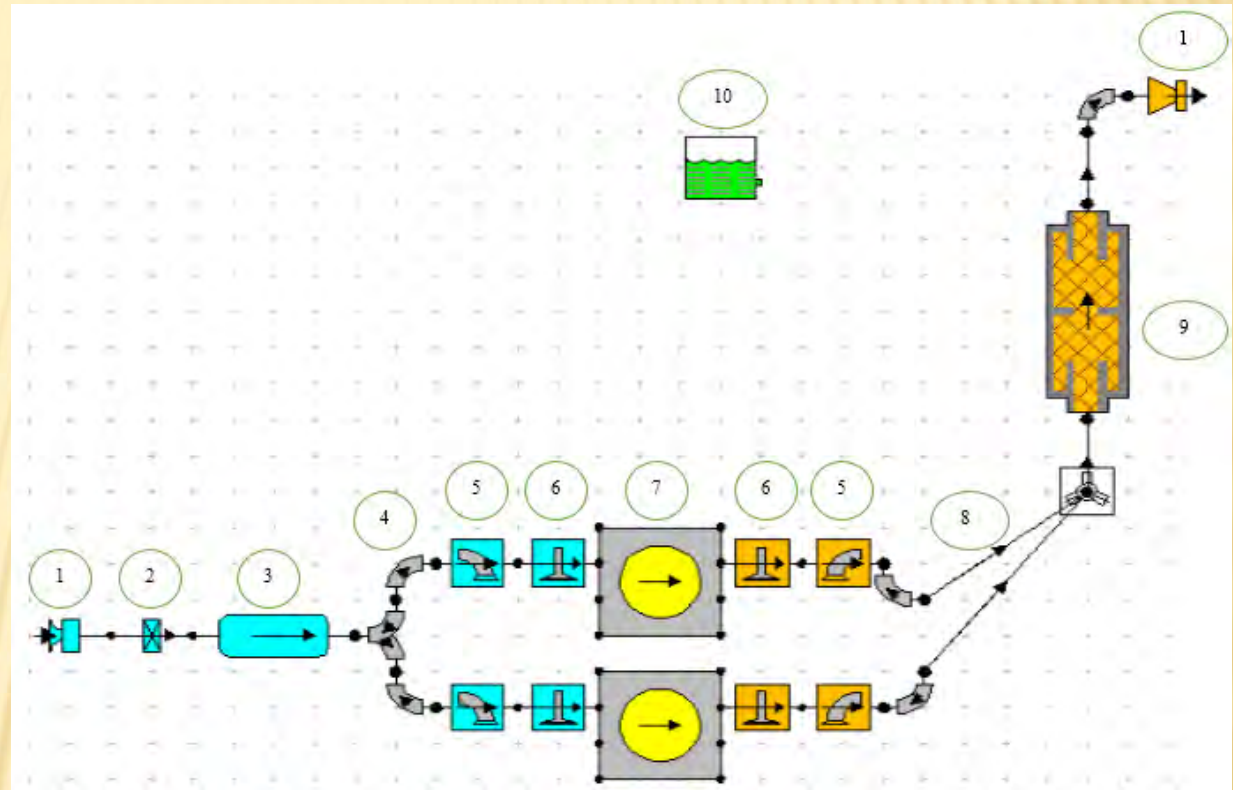
- Peralatan ukur dan skema peralatan

- Skema eksperimen



SKEMA PEMODELAN SISTEM LOTUS

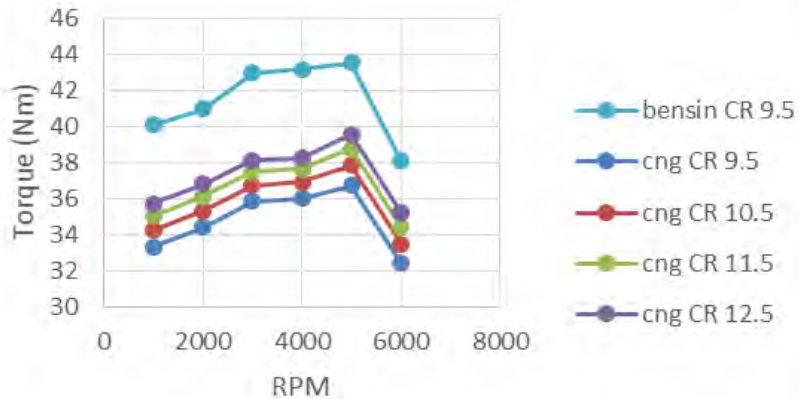
No.	Bagian
1	<i>Default inlet dan exit</i>
2	<i>Intake throttle</i>
3	<i>Intake plenum</i>
4	<i>Default bend</i>
5	<i>Intake dan exhaust port</i>
6	<i>Intake dan exhaust valve</i>
7	<i>Cylinder</i>
8	<i>Straight pipe</i>
9	<i>Default exhaust silencer</i>
10	Bahan bakar



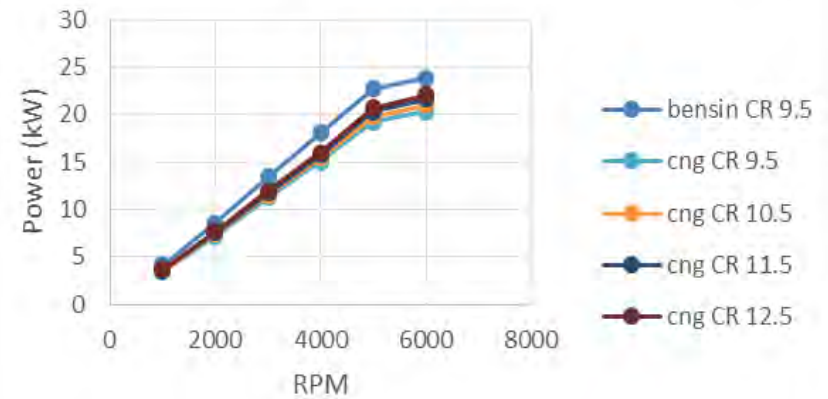


UNJUK KERJA SIMULASI

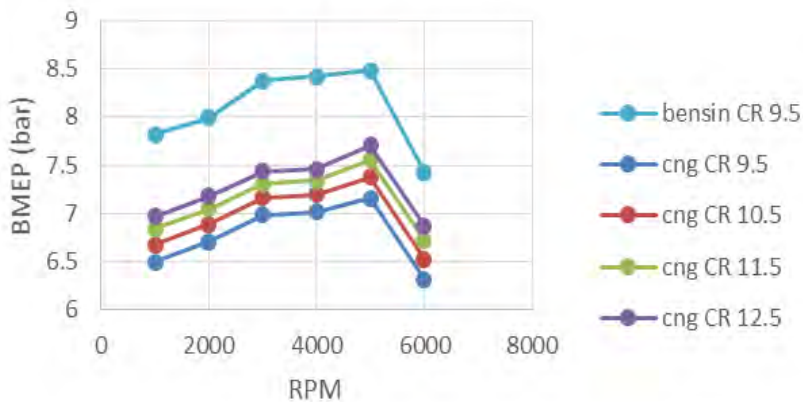
Torque VS RPM



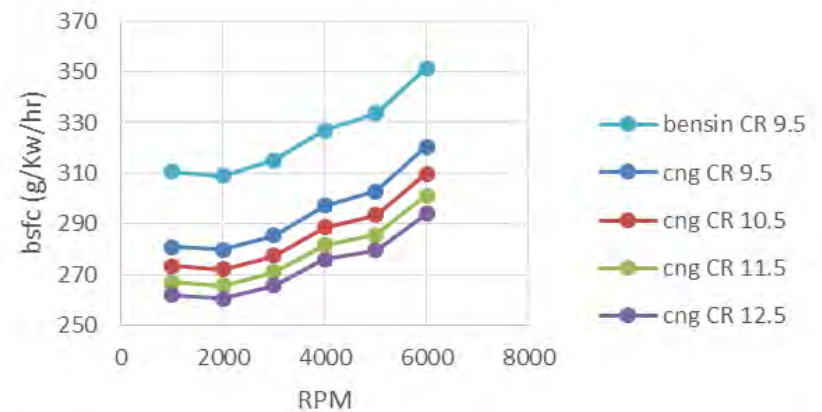
Power VS RPM



BMEP VS RPM

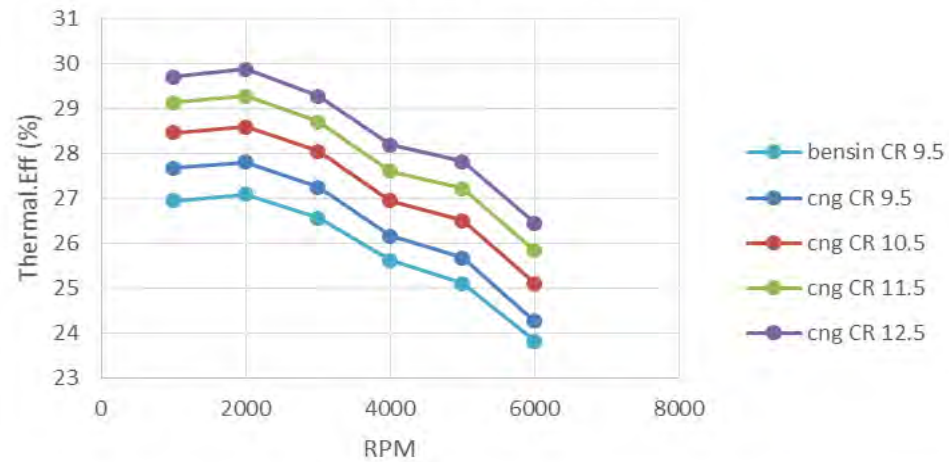


BSFC VS RPM

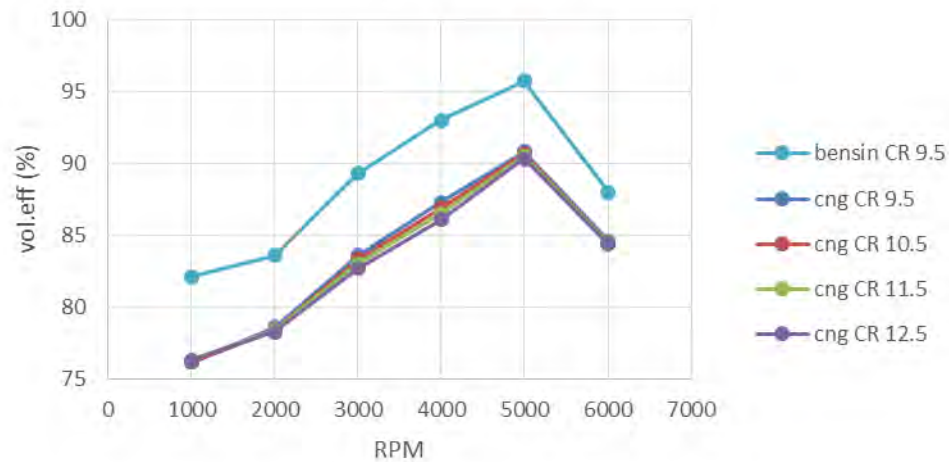




THERMAL.EFF VS RPM



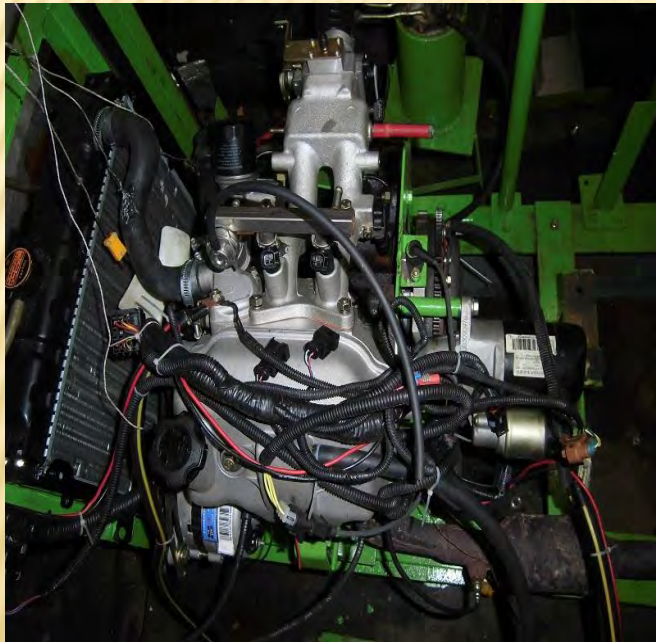
VOL.EFF VS RPM





PERALATAN UJI

Spesifikasi *Engine*

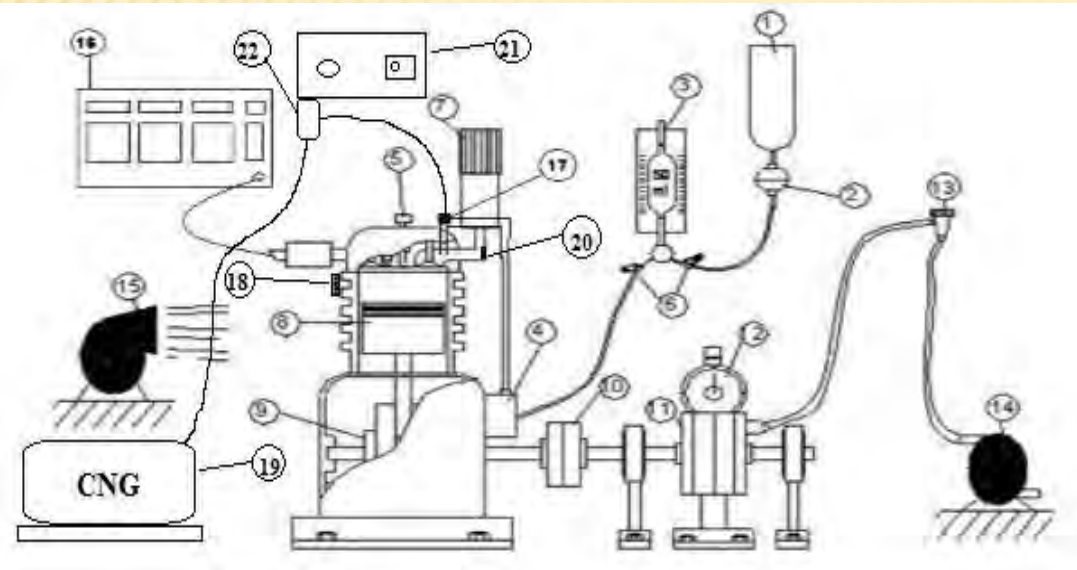


Spesification Mesin Uji

Model	Sinjai
Jumlah Silinder	2 Silinder
Type	<i>Inline</i>
Pendinginan mesin	Radiator
Diameter x langkah	76 x 71mm
Rasio Kompresi	9.5 : 1
Daya maksimum	18kW pada putaran 4500 rpm
Torsi maksimum	49N.m pada`putaran 2700-3300 rpm
Kecepatan idle	900 \pm 50 rpm
Volume Langkah	0.322 liter per silinder
Arah Putaran	<i>Counter Clockwise</i>



SKEMA PENGUJIAN



1. Tangki bahan bakar
2. Filter bahan bakar
3. Gelas ukur
4. Pompa bahan bakar
5. *Spark plug*
6. *Katup bahan bakar*
7. *Filter udara*
8. Piston
9. Poros engkol
10. *Fix coupling*
11. *Waterbrake dynamometer*
12. Pembaca torsi
13. *Load valve*
14. Pompa air
15. *Blower*
16. *Gas analyzer*
17. *Injector*
18. Sensor in udara masuk
19. Tangki CNG
20. Sensor Temperatur
21. *Switch button CNG*
22. *Converter Kit*



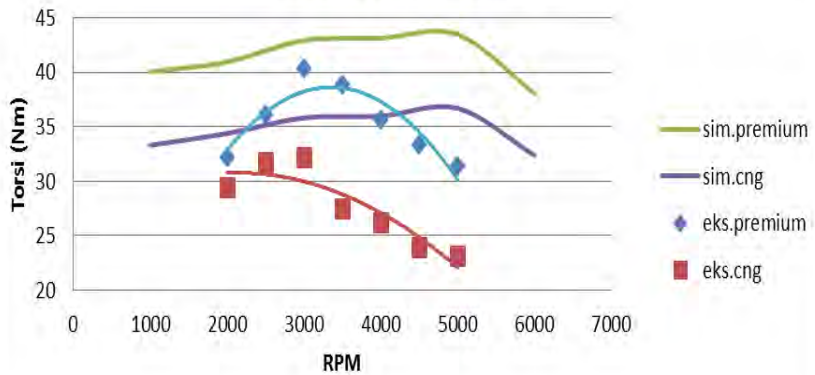
PARAMETER EKSPERIMEN

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none">• Engine SINJAI 650cc berbahan bakar bi-fuel• Properties bahan bakar (bensin)	<ul style="list-style-type: none">• Bahan Bakar	<ul style="list-style-type: none">• Torsi (N.m)	<ul style="list-style-type: none">• bmep (kPa)
	<ul style="list-style-type: none">- CNG	<ul style="list-style-type: none">• Emisi gas buang:	<ul style="list-style-type: none">• AFR
	<ul style="list-style-type: none">- Premium	<ul style="list-style-type: none">- CO	<ul style="list-style-type: none">• Daya (kW)
	Rasio Kompresi:	<ul style="list-style-type: none">- CO₂	<ul style="list-style-type: none">• Sfc
	<ul style="list-style-type: none">- 9,5 : 1	<ul style="list-style-type: none">- HC	<ul style="list-style-type: none">• η thermal
	<ul style="list-style-type: none">- 10,5 : 1	<ul style="list-style-type: none">- O₂	<ul style="list-style-type: none">• η volumetris
	<ul style="list-style-type: none">• Putaran mesin (rpm)	<ul style="list-style-type: none">• \dot{m} bahan bakar	<ul style="list-style-type: none">• lambda (λ)
	<ul style="list-style-type: none">- 2000	<ul style="list-style-type: none">• \dot{m} udara	
	<ul style="list-style-type: none">- 2500		
	<ul style="list-style-type: none">- 3000		
	<ul style="list-style-type: none">- 3500		
	<ul style="list-style-type: none">- 4000		
	<ul style="list-style-type: none">- 4500		
	<ul style="list-style-type: none">- 5000		

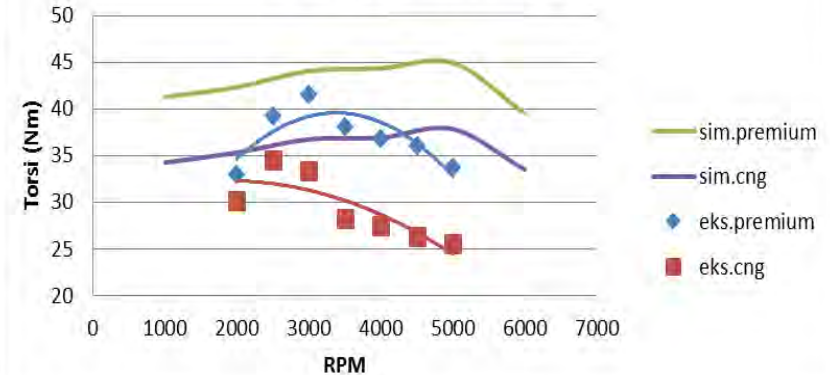


UNJUK KERJA EKSPERIMEN

Torsi Vs RPM CR9.5

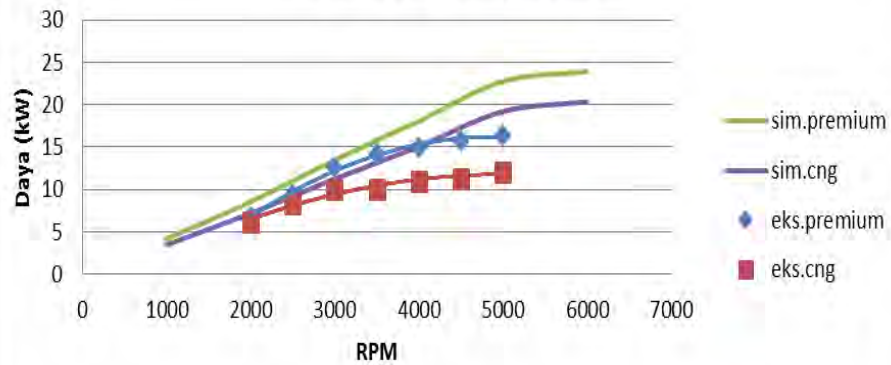


Torsi Vs RPM CR10.5

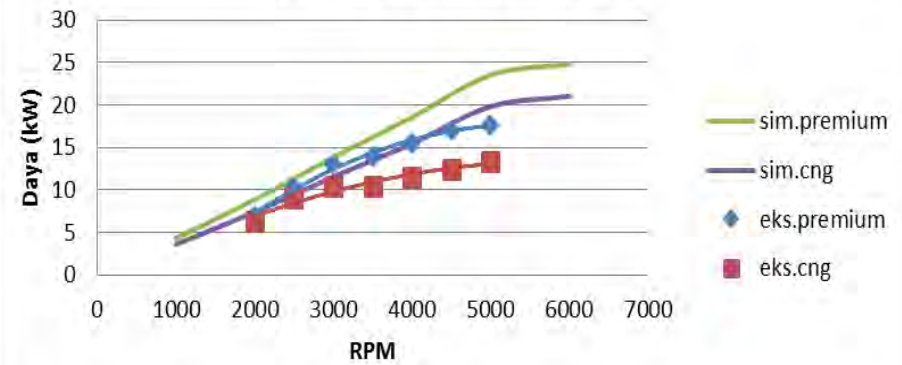




Daya Vs RPM CR9.5

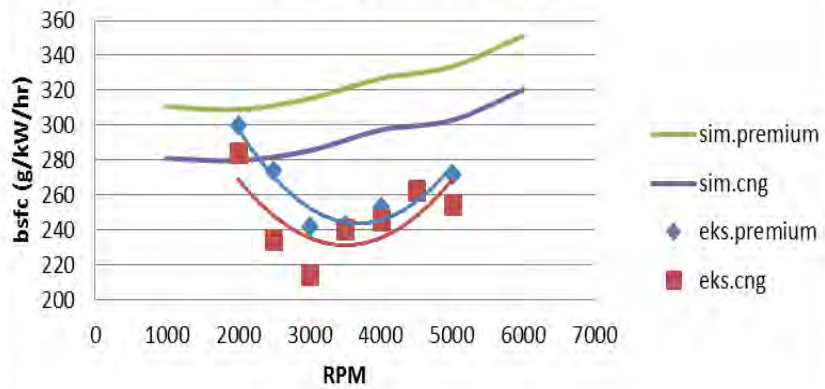


Daya Vs RPM CR10.5

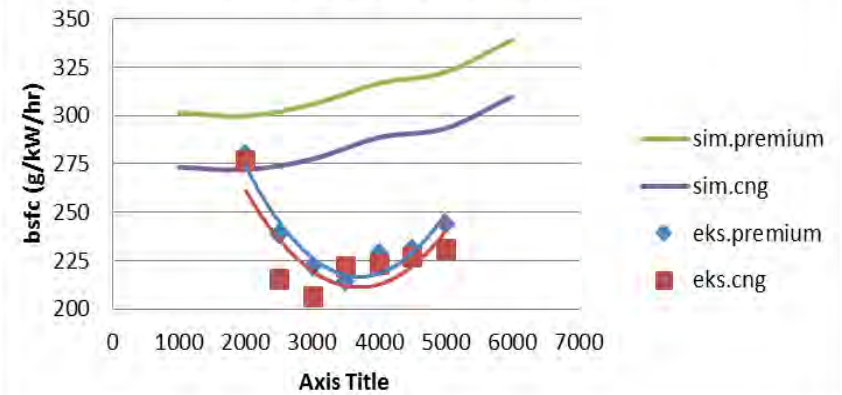




BSFC Vs RPM CR9.5

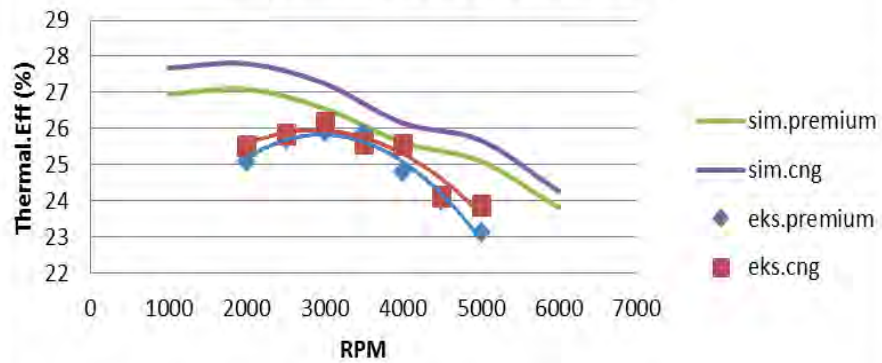


BSFC Vs RPM CR10.5

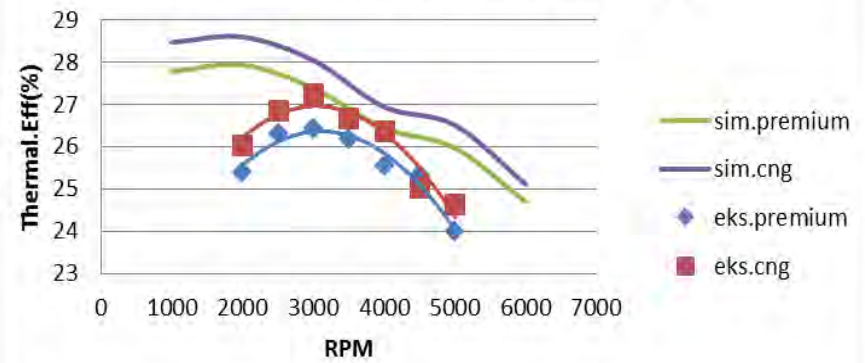




Thermal.Eff Vs RPM CR9.5

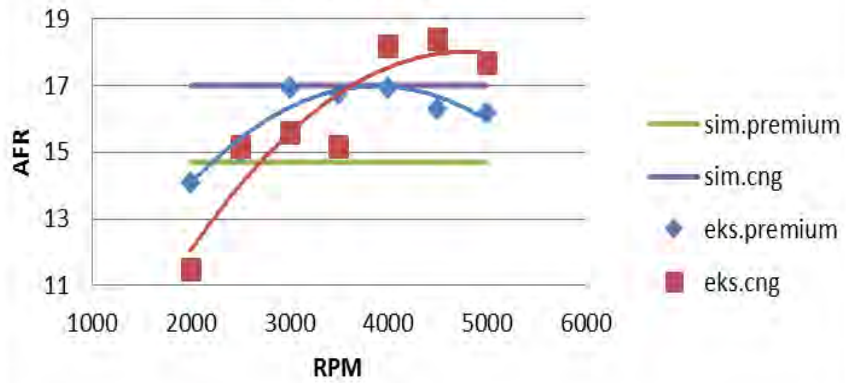


Thermal.Eff Vs RPM CR10.5

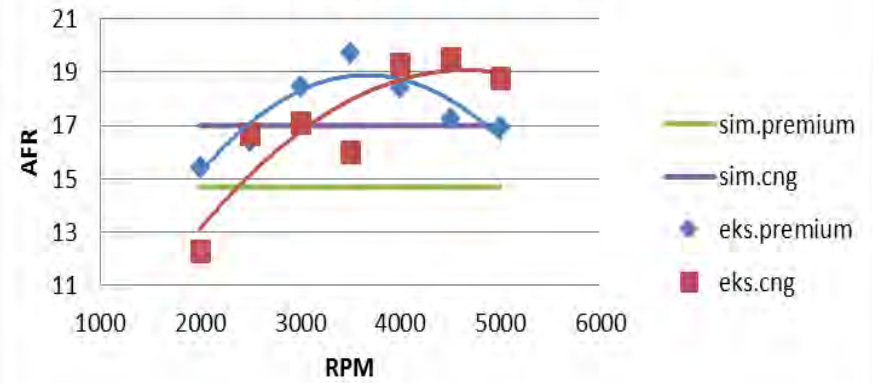




AFR Vs RPM CR9.5



AFR Vs RPM CR10.5

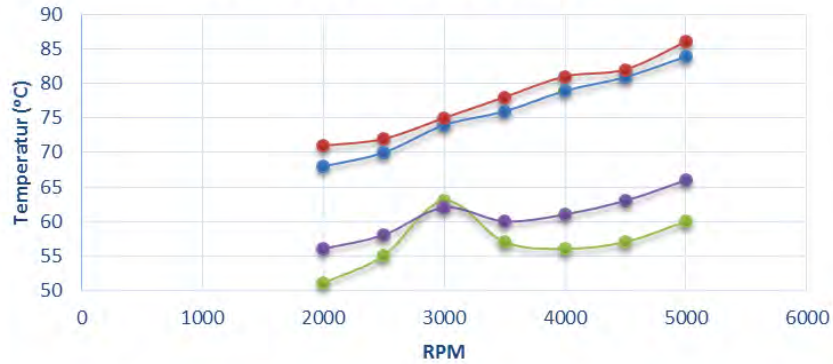




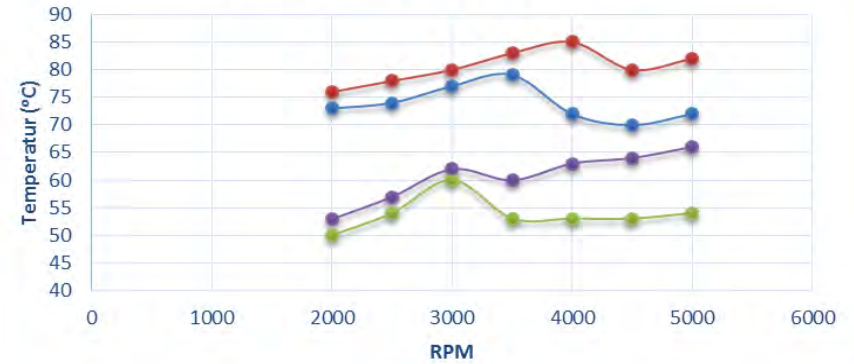
KONDISI OPERASIONAL ENGINE EKSPERIMEN



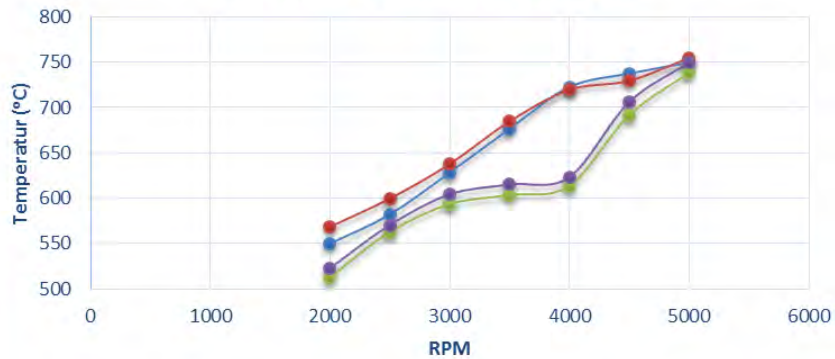
Temperatur Head Vs RPM



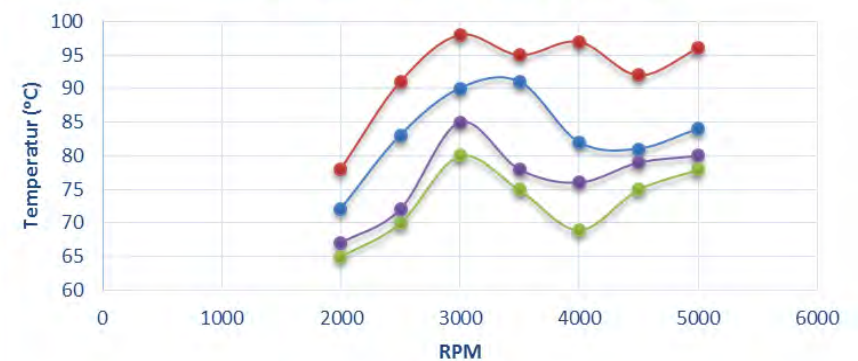
Temperatur Block Vs RPM



Temperatur Exhaust Vs RPM



Temperatur Pendingin Vs RPM

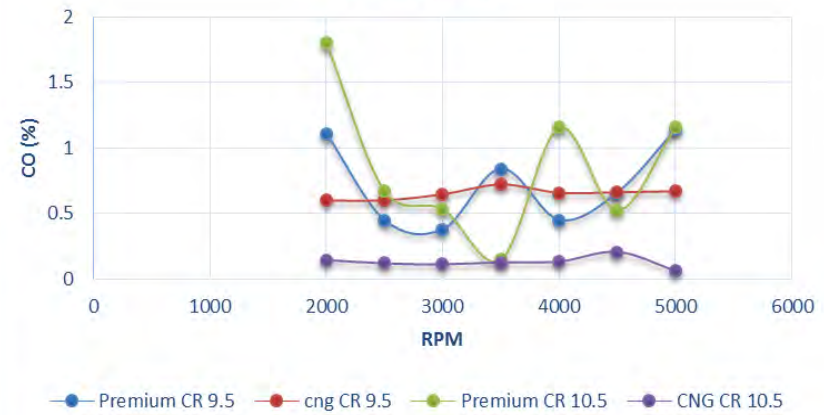




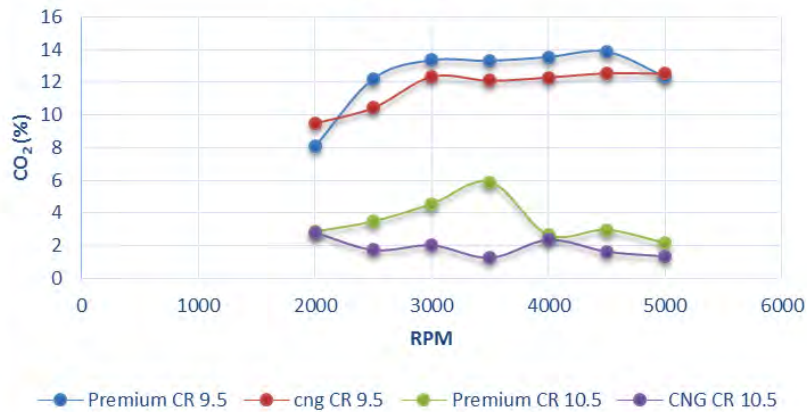
Temperatur Pelumas Vs RPM



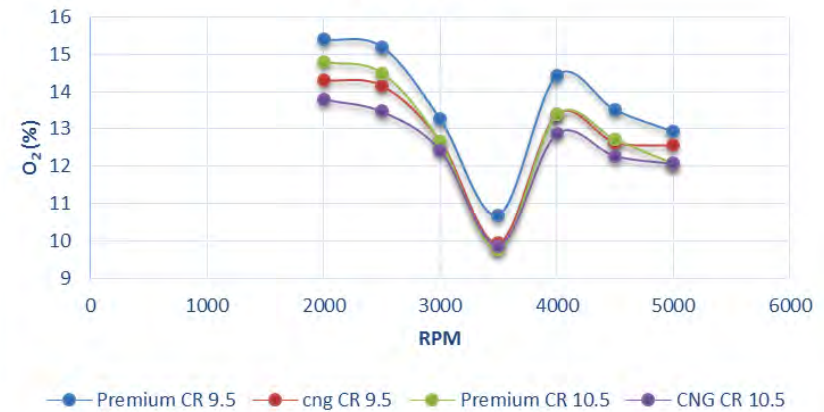
CO Vs RPM

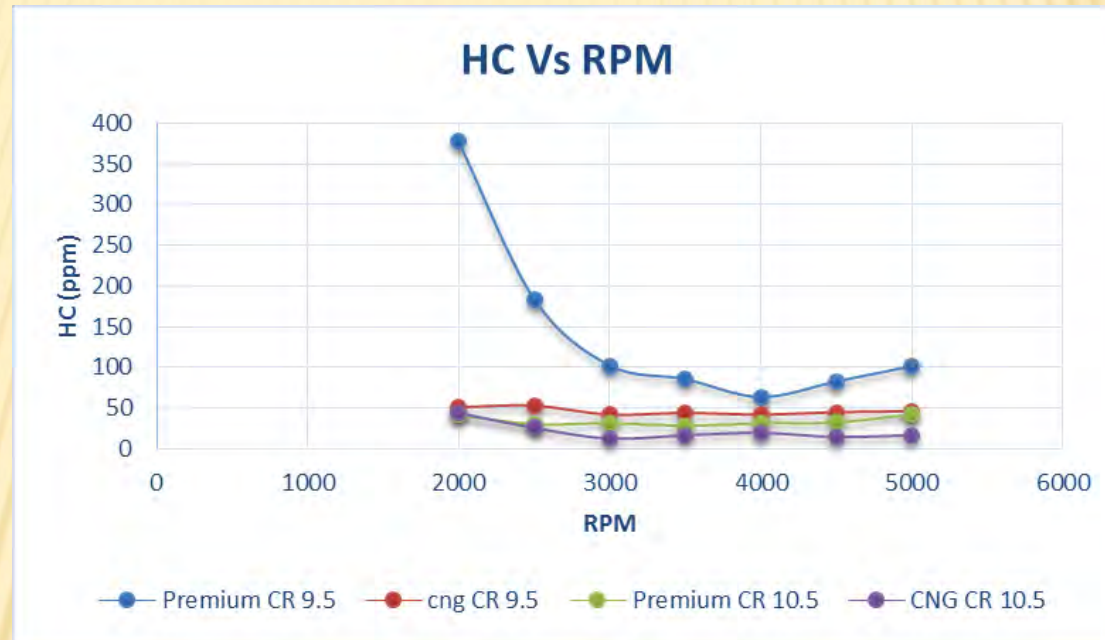


CO₂ Vs RPM



O₂ Vs RPM





KESIMPULAN

1. Hasil perbandingan simulasi unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menggunakan bahan bakar premium dengan rasio kompresi 12,5 lebih baik dari CNG dengan hasil sebagai berikut:
 - + Torsi rata – rata 44,805 N.m dimana terjadi peningkatan 8,08 % untuk premium dan 37,275 N.m dimana terjadi peningkatan 7,18 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
 - + Daya rata – rata 16,428 kW dimana terjadi peningkatan 8,27 % untuk premium dan 13,713 kW dimana terjadi peningkatan 7,4 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
 - + *Bmep* rata – rata 8,74 bar dimana terjadi peningkatan 8,079 % untuk premium dan 7,27 bar dimana terjadi peningkatan 7,19 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
 - + *Bsfc* rata – rata 298.987 g/kW.h dimana terjadi penurunan 7,853 % untuk premium dan 272,94 g/kW.h dimana terjadi penurunan 7,32 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
 - + Efisiensi thermal rata – rata 28,04 % dimana terjadi peningkatan 8,46 % untuk premium dan 28,55 % dimana terjadi peningkatan 7,85% untuk CNG dari rasio kompresi standar.
 - + Efisiensi volumetris rata – rata 88,28 % dimana terjadi peningkatan 0.37 % untuk premium dan 83,017 % dimana terjadi peningkatan 0,598 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
2. Hasil perbandingan simulasi dengan eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection*, dengan hasil sebagai berikut:
 - + Torsi simulasi lebih tinggi 20,36 % untuk premium dan 28,78 % untuk CNG dari eksperimen.
 - + Daya simulasi lebih tinggi 21,97 % untuk premium dan 33,61 % untuk CNG dari eksperimen dari eksperimen
 - + *Bmep* simulasi lebih tinggi 23,64 % untuk premium dan 28,39 % untuk CNG dari eksperimen dari eksperimen.
 - + *Bsfc* simulasi lebih tinggi 21,88 % untuk premium dan 17,43 % untuk CNG dari eksperimen dari eksperimen.
 - + Efisiensi thermal simulasi lebih tinggi 4,62 % untuk premium dan 5,84 % untuk CNG dari eksperimen dari eksperimen.
 - + Efisiensi volumetris simulasi lebih tinggi 31,77 % untuk premium dan 19,54 % untuk CNG dari eksperimen dari eksperimen.

3. Hasil eksperimen unjuk kerja *engine* SINJAI 650 cc SOHC *port injection* menggunakan rasio kompresi 10,5 dengan hasil sebagai berikut :

- + Torsi rata – rata 36,942 N.m dimana terjadi peningkatan 4,27 % untuk premium dan 29,37 N.m dimana terjadi peningkatan 5,858 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + Daya rata – rata 13,481 kW dimana terjadi peningkatan 4,53 % untuk premium dan 10,497 kW dimana terjadi peningkatan 6,33 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + *Bmep* rata – rata 7,22 bar dimana terjadi peningkatan 4,27 % untuk premium dan 5,74 bar dimana terjadi peningkatan 5,85 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + *Bsfc* rata – rata 237,02 g/kW.h dimana terjadi penurunan 10,045 % untuk premium dan 229,079 g/kW.h dimana terjadi penurunan 7,67 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + Efisiensi thermal rata – rata 25,609 % dimana terjadi peningkatan 2,68 % dan 26,127 % dimana terjadi peningkatan 3,48 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + Efisiensi volumetris rata – rata 70,284 % dimana terjadi peningkatan 2,45 % untuk premium dan 73,006 % dimana terjadi peningkatan 2,579 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.
- + AFR rata – rata 17,528 dimana terjadi peningkatan 9,303 % untuk premium dan 17,1 dimana terjadi penigkatan 7,066 % untuk CNG dari rasio kompresi standar.



TERIMA KASIH